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 : Energétique

Etude d'un entrepôt Frigorifique Polyvalent d'un seul niveau (étage)

Présenté par

BELKACEMI Rachid
ZOUBAIR Mohamed

Proposé et Dirigé par

Dr. **RABHI Rédha**

BENYEKHLEF Ahmed

Promotion 2019

DÉDICACE

Je dédie ce modeste travail

A mon cher Père et ma chère Mère pour l'éducation et le grand

Amour dont ils m'ont entouré depuis ma naissance.

A mes chers frères et chères sueurs.

A toutes les familles **BELKACEMI**, *et ainsi que tous proches.*

A tous mes amis de l'université de Médéa. Surtouts spécialité

génie mécanique

BELKACEMI RACHID

DÉDICACE

*A mon cher **Père** et ma chère **Mère** pour l'éducation et le grand Amour dont ils m'ont entouré depuis ma naissance.*

A mes chers frères.

A mes chères sœurs.

A toute ma famille.

A tous mes profs qui nous a appris.

A mon cher Binôme BELKACEMI Rachid

A mes chers amis,

A toutes la promo Master génie mécanique 2019/2020

*A tous ceux que j'*aime *et qui m'*aiment.

ZOUBAIR Mohamed

REMERCIMENT

Au nom d'Allah le plus grand merci lui revient de nous avoir guidés vers le droit chemin, de nous avoir aidées

Tout au long de nous années d'étude

Nous adressons notre profond remerciement à notre profond remerciement à notre encadreur Monsieur : REBHI REDHA et BENYEKHLEF AHMED, que nous aide tout au long de ce travail.

Nous remercions aussi, les nombres de jury d'avoir accepté notre travail.

Ainsi nous adressons nous remerciements les plus chaleureux à toutes les personnes qui ont aidé de près ou de loin par le fruit de leur connaissance pendant toute la durée de notre parcours éducatif.

RÉSUMÉ

Dans le domaine alimentaire le froid occupe une grande et importante place car il permit de conserver les aliments et les différentes denrées et prolonger leur durée de conservation. Pour se faire on utilise généralement ce qu'on appelle les chambres froides ou les entrepôts frigorifiques.

Ainsi, l'objectif de ce thème de recherche est d'accomplir un avant-projet d'un entrepôt frigorifique polyvalent pour la conservation des produits végétaux. Un bilan frigorifique est établi pour déterminer les puissances nécessaires dans chaque chambre froides et la sélection des différents équipements de l'installation frigorifique.

Les résultats donnent une approche sur l'installation des entrepôts frigorifiques avec des normes respectées sur le domaine.

Mots clés : Entreposage frigorifique, chambre froide, réfrigération, conservation, bilan thermique.

Abstract

In the food sector, the refrigeration occupies a large and important place because it allowed to preserve food and the various foodstuffs and to prolong their shelf life. To do this, we generally use what are called cold rooms or cold storage house.

Therefore, the aim of this research work is to carry out a draft of a multi-purpose cold storage house for the preservation vegetal products. A refrigerated balance assessment is established to determine the necessary powers in every cold rooms and the selection of the various equipments of the refrigerating system.

The results provide an approach to the installation of cold storage house with standards respected in the field.

Keywords: Cold storage, cold room, refrigeration, conservation, heat balance.

ملخص

في قطاع الأغذية، يحتل التبريد مكانة كبيرة وهامة لأنه يسمح بالحفاظ على الطعام والمواد الغذائية المختلفة وإطالة مدة صلاحيتها. للقيام بذلك، نستخدم بشكل عام ما يسمى بغرف التبريد أو مخازن التبريد.

وبالتالي، فإن الهدف من موضوع البحث هذا هو استكمال التصميم الأولي لمخزن تبريد متعدد الأغراض لحفظ المنتجات النباتية. يتم إنشاء ميزان تبريد لتحديد الطاقة المطلوبة في كل غرفة تبريد واختيار المعدات المختلفة لتركيبة التبريد.

توفر النتائج نهجًا لتركيب مستودعات التبريد بمعايير محترمة في هذا المجال.

الكلمات المفتاحية: التخزين البارد، غرفة التبريد، التبريد، الحفظ، توازن الحرارة

SOMMAIRE

DÉDICACE ii
REMERCIMENT iv
RÉSUMÉ v
INTRODUCTION GENERALE 17
INTRODUCTION GÉNÉRALE 18
CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS 19
I.1.Introduction 20
I.2. La conservation des aliments : [1] 20
I.2.1. La Salaison : 20
I.2.2. Le Fumage : 20
I.2.3. Le Confisage dans la graisse : 20
I.2.4. La fermentation : 21
I.3. Conservation par le froid : 21
I.3.1. La Réfrigération : 21
I.3.2. La Congélation : 21
I.3.3. La Surgélation : 21
I.4. Les entrepôts frigorifiques : 21
I.4.1. Entrepôt d'usine : 21
I.4.2. Entrepôt de commerce : 21
I.4.3. Entrepôt des lieux de production : 22
I.4.4. Entrepôt spéciale : 22
I.4.5. Entrepôt polyvalent : 22
I.5. Objectif du projet : 22
I.6. Plans de travail : ..... **Erreur ! Signet non défini.**
CHAPITRE II : Destination et conception de l'entrepôt avec les données climatiques 23
II.1. Introduction : 24
II .2. Description et situation de l'entrepôt frigorifique : 24
II.3. Données climatiques : 26
II.3.1. Données climatiques extérieurs : 26
II.3.2. Conditions intérieures d'entreposage :(dans les chambres froides) 26
II.3.3. Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer : 26

CHAPITRE III : Calcul du bilan frigorifique 28
III.1. INTRODUCTION : 29
III.2.Transfert de CHALEUR : 29
III.2.1. Modes de transfert de chaleur : 29
III.3.1. Choix de l'isolant : 30
III.3.2. Caractéristiques du polyuréthane : 30
III.4. Choix des différentes parois : 30
III.4.1. Mur extérieur et plafond : 31
III.4.2. Mur intérieur : 31
III.4.3. Porte : 32
III.4.4. Plancher : 32
III.5. Différents apports de CHALEUR : 32
III.5.1. Apports externes : 32
III.5.2. Apports internes : 33
III.6.Base de calcul : 33
III.6.1. Charges thermiques externes : 33
III.7.Charges thermiques internes : 36
III.7.1.charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées : 36
III.8.Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées 37
III.8.1.Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de}) : 37
III.8.2.Charge thermique due aux respirations des denrées (Q_{resp}): 38
III.8.3.Puissances frigorifique de l'évaporateur : 38
III.9.Les charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur **Qvent** : 39
III.10.Les charges thermiques dues aux résistances de dégivrage **Qdég** : 39
III.11.L'évaluation du bilan thermique général : **Qtot** 40
III.12.La charge thermique prévisionnelle :**Qprev** 40
III .13.Calcule le bilan frigorifique : 40
III.13.1.Calcule la charge thermique extrême : 40
III.13.2. Les données caractéristique et paramètres des chambres : 40
III .14.Calcule le bilan frigorifique : 41
III.14.1.Calcule la charge thermique extrême : 41
III.14.2.Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées 50

CHAPITRE IV : Calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques 59
IV.1. Introduction : 60
IV.2. Choix des moyens de production du froid : 60
IV.3. Choix du fluide frigorigène : 60
IV.3.1.Classification des fluides frigorigènes : 60
IV.3.2.Critères de choix des fluides frigorigènes : 60
IV.4. Propriétés physico-chimiques du R-404A : 65
IV.5. Principaux paramètres de fonctionnement du cycle : 65
IV.5.1. Température de condensation : 65
IV.5.2. Température d'évaporation : 65
IV.5.3. Pression de condensation et d'évaporation : 66
IV.6. Taux de compression : 66
IV.6.1.Exemple de calcul : Chambre 01 66
IV.7. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres : 67
IV.7.1. Machines à compression mécanique mono étagée: 67
IV.8. Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée : 69
IV.9. Tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (chambres 01,02,03,04 et Sas) : 69
IV.10. Compresseur : 75
IV.10.1 Principe de fonctionnement : 76
IV.10.2 Dimensionnement du compresseur : 76
IV.11. Condenseur: 77
IV.11.1 Condenseur à air (à ailettes): 77
IV.11.2 Fonctionnement d'un condenseur à air ventilé : 78
IV.11.3 Choix de condenseur à air (à ailettes): 78
IV.11.4 L'évaporateur: 79
IV.11.4 Détendeur : 80
IV.12. Appareils annexes de l'installation : 83
IV.12.1 Séparateur d'huile: 83
IV.12.2 Réservoir de liquide : 84
IV.12.3 Filtre déshydrateur: 85
IV.12.4 Voyant liquide : 86
IV.12.5 Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC : 86

IV.12.6 Clapet de retenue : 87
IV.12.7 Tuyauterie et pertes de charge de l'installation : 87
IV.12.8 Tuyauterie d’aspiration : 87
CONCLUSION GÉNÉRALE 89
CONCLUSION GÉNÉRALE 90
BIBLIOGRAPHIE 91
ANNEXE 80

Liste des tableaux

N°	Désignation	Page
Tableau (II.1)	Description des chambres froides	25
Tableau (II.2)	Données climatiques extérieurs	27
Tableau (II.3)	Conditions intérieures d'entreposage	27
Tableau (II.4)	Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés	28
Tableau (III.1)	Mur extérieur et plafond	33
Tableau (III.2)	Mur intérieur	33
Tableau (III.3)	Porte	34
Tableau (III.4)	Plancher	34
Tableau (III.5)	Les caractéristiques des chambres de l'entrepot	42
Tableau (III.6)	La charge thermique par transmission à traveres les parois de la chambre 01	42
Tableau (III.7)	Propriété physique de l'air Les charge thermique par transmission à traveres les parois de la chambre 02	43
Tableau (III.8)	La charge thermique par transmission à traveres les parois de la chambre 03	44
Tableau (III.9)	La charge thermique par transmission à traveres les parois de la chambre 04	45
Tableau (III.10)	La charge thermique par transmission à traveres les parois du sas	45
Tableau (III.11)	Paramétre de ronouvellement d'air	46
Tableau (III.12)	Charge thermique par ronouvellement d'air	46
Tableau (III.13)	Charge thermique de l'éclairage	51
Tableau (III.14)	Charge thermique de l'éclairage à partir de la puissance surfacique	51
Tableau (III.15)	Charge thermique des personnes	52
Tableau (III.16)	Charge thermique due aux denrées entrantes	52
Tableau (III.17)	Charge thermique due aux denrées entrantes	53
Tableau (III.18)	La somme des apports de chaleur de l'enterpot	53
Tableau (III.19)	La puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)	55
Tableau (IV.01)	ODP et GWP des différents fluides frigorigènes	66
Tableau (IV.02)	les propriétés physico chimiques du R404A	67
Tableau (IV.03)	L'écart de température	68
Tableau (IV.04)	Les paramètres de fonctionnement de l'installation	70
Tableau (IV.05)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 01)	73
Tableau (IV.06)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique	75

	R404A (Chambre 02)	
Tableau (IV.07)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 03)	76
Tableau (IV.08)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 04)	77
Tableau (IV.09)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A sas	78
Tableau (IV.10)	Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono Etagée	78
Tableau(IV.011)	Caractéristiques géométriques des compresseurs de l'installation	80
Tableau (IV.12)	Caractéristiques géométriques des condenseurs de l'installation	82
Tableau (IV.13)	Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation	86

Liste des figures

N°	Désignation	Page
Figure (II.1)	Vue en plan de l'entrepôt frigorifique	26
Figure (III.1)	Mur extérieur et plafond	33
Figure (III.2)	Mur intérieur	33
Figure (III.3)	Porte	34
Figure (III.4)	Plancher	34
Figure (III.5)	Caractéristique de sélection de l'évaporateur de la chambre 01	54
Figure (III.6)	Caractéristique de sélection de l'évaporateur de la chambre 01	55
Figure (III.7)	Caractéristique de sélection de l'évaporateur de la chambre 01	56
Figure (III.8)	Caractéristique de sélection de l'évaporateur de la chambre 01	57
Figure (III.9)	Caractéristique de sélection de l'évaporateur de la chambre 01	58
Figure (IV.1)	Machine frigorifique à compression mono étagée	71
Figure (IV.2)	Diagramme enthalpique chambre : 01	73
Figure (IV.3)	Diagramme enthalpique chambre : 02	74
Figure (IV.4)	Diagramme enthalpique chambre : 03	75
Figure (IV.5)	Diagramme enthalpique chambre : 04	76
Figure (IV.6)	Diagramme enthalpique chambre : SAS	77
Figure (IV.7)	Condenseur à air ventilé	81
Figure (IV.8)	Evaporateur à détente directe	83
Figure (IV.9)	Détendeur thermostatique à égalisation interne	85
Figure (IV.10)	Séparateur d'huile	87
Figure (IV.11)	Réservoir de liquide horizontale	89
Figure (IV.12)	Filtre déshydrateur	90
Figure (IV.13)	Le voyant liquide	91

Nomenclature

Notation	Signification	unité
T_e	Température extérieure de bas	°C
φ	Humidité relative	%
T_h	Température humide	°C
V	Vitesse de l'air	m/s
T	Température de congélation	°C
Cp	Chaleur massique	KJ/Kg°k
L_C	Chaleur latente de congélation	KJ/Kg
L	Longueur	m
L	Largeur	m
H	Hauteur	m
M	Poids	Kg
n_1, n_2, n_3, N_c	Nombre de caisses	/
m_c	La contenance moyenne d'une caisse	Kg
M_t	La densité d'entreposage	Kg
M_j	La quantité introduite chaque jour	Kg
Q_j	Le débit massique d'entreposage	kg/h
λ	La conductivité thermique	w/m °C
R_i	La résistance thermique	m^2 °K/w
E, e_1, e_2, e_3	Epaisseur d'isolation	m
T_i	Température interne	°C
T_{pi}	Température de la paroi intérieure	°C
T_{pe}	Température de la paroi extérieure	°C
Q_t	Apports de chaleur par transmission	Kw
S	Surface d'échange de la paroi considérée	m^2
K	Coefficient global de transmission de chaleur	W/m^2 °C
ΔT, ΔT´	Différence de température	°C
h_i	Coefficient d'échange intérieur	w/m^2 °K
h_e	Coefficient d'échange extérieur	w/m^2 °K

h_{ic}	Echange thermique par convection	w/m^2 °K
h_{ic}	Echange thermique par rayonnement	w/m^2 °K
h_{icl}	Echange thermique par convection libre	w/m^2 °K
h_{icf}	Echange thermique par rayonnement forcé	w/m^2 °K
Nu	Nombre de Nusselt	/
Gr	Nombre de Grashof	/
Re	Nombre de Reynolds	/
Pr	Nombre de Prandlt	/
G	La gravité de la terre	m^2/s
B	Coefficient de dilatation volumique en	$°K^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
V	Vitesse de refoulement	m /s
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
Q_u	Le flux unitaire dépend de la température de la chambre froide	w/m^2
T_m	Température moyenne	°C
V_{int}	Vitesse de l'air intérieur	m/s
V_{ext}	Vitesse de l'air extérieur	m/s
C, m, n	Coefficients qui varient selon le régime d'écoulement	/
C_{12}	Coefficient de rayonnement	/
Q_{rs}	Apport de chaleur due au renouvellement d'air systématique	Kw
V_{cf}	Volume de la chambre froide	m^3
V_s	Volume spécifique de l'air intérieur	m^3/kg
H_e	L'enthalpie de l'air extérieur	kJ/kg
H_i	L'enthalpie de l'air intérieur	kJ/kg
ε	Nombre de renouvellement d'air par jour	/
Q_{ri}	Apport de chaleur due à l'ouverture des portes intempestives	k w
S_p	Surface du plancher de la chambre froide	m^2
Q_e	Quantité de chaleur introduite par l'infiltration de l'air	Kw/m^2
Q_{ent}	Apports dus à l'introduction des denrées	Kw
M_h	Le débit massique d'entreposage	Kg/h

Cp_{av}	Chaleur massique des denrées avant congélation	kJ/kg °k
T_e	Température des denrées	°C
T_f	Température de la chambre froide	°C
T_{cg}	Température de congélation des denrées	°C
L_{cg}	Chaleur latente des denrées	KJ/Kg
Cp_{ap}	Chaleur massique des denrées après congélation	KJ/Kg°k
Q_{elc}	Les apports de chaleur dus à l'éclairage	Kw
P	Puissance de la lampe	Kw
T	La durée de fonctionnement des lampes	heure
S_{pl}	Surface du plancher	m^2
Q_{per}	Apports dus au personnel	Kw
N	Nombre de personne	/
q_{per}	Quantité de chaleur dégagée par une personne	Kw
q_{resp}	Chaleur de respiration de la marchandise	kJ/t.h
Q_{em}	Apport dus au refroidissement de l'emballage	kw
Cp_{em}	Chaleur massique de l'emballage	kJ/kg°k
T_{em}	Température de l'emballage	°C
T_{cf}	Température de la chambre froide	°C
M_{em}	Le débit d'emballage entrant	kg/h
Q_{0int}	Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur	Kw
Q_{int}	Charge thermique intermédiaire	Kw
Q_{0int}	Puissance intermédiaire de l'évaporateur	Kw
τ_{inst}	La durée de fonctionnement de l'installation	heure
$Q_{0prév}$	Puissance prévisionnelle de l'évaporateur	Kw
$Q_{0effective}$	Puissance effective de l'évaporateur	Kw
Q_{vent}	Puissance de moteur de ventilateur	Kw
N	Nombre de ventilateur de l'évaporateur	/
P	Puissance des ventilateurs	Kw
$\tau_{évap}$	Durée de fonctionnement de l'évaporateur	heure
$\tau_{dég}$	Duré de dégivrage	h/jour
K_{ext}	Coefficient d'échange de chaleur extérieur	W/m^2 °C

S_{ext}	Surface d'échange extérieur	m^2
K_{PLC}, K_{PLF}, K_A, K_B, K_D, K_P	Coefficient d'échange de chaleur des parois	$W/m^2\,^{\circ}C$
S_{PLC}, S_{PLF}, S_{PLC}, S_B, $S_{D,}$ S_A, S_A	Surface d'échange de chaleur des parois	m^2
T_x	Température de la SAS	$^{\circ}C$
T_c	Température de condensation	$^{\circ}C$
T_{ev}	Température d'évaporation	$^{\circ}C$
τ_{comp}	Taux de compression	/
P_i	Pression frigorifique intermédiaire	bar
Q_m	Débit massique du fluide frigorigène	Kg /s
Q_v	Débit volumique du fluide frigorigène	m^3 /s
P_{th}	Puissance théorique consommée par le compresseur	Kw
C	La cylindrée	m^3
D	L'alésage des cylindres	m
L	La course de pistons	m
N	Le nombre de cylindres	/
V_b	Le volume balayé	m^3/s
N	La vitesse de rotation du compresseur	tr /min
η_m	Le rendement mécanique	%
η_{comp}	Le rendement de compression	%
Qn	Puissance nominale	
K_t	Facteur de correction pour t° d'évaporation du fluide	/
Q_o	Puissance frigo requise	Kw
$K_{\Delta p}$	Facteur de correction pour chute de pression au détendeur	/
V	Volume de réservoir de liquide	m^3
M	Masse molaire du réfrigérant	g/mole

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Le froid trouve de nombreuses applications dans des domaines très divers (industries alimentaires, médecine, confort thermique, pétroléochimie…) et ces technologies d'applications suivent de nouveaux critères d'utilisation surtout après les accords internationaux qui ont interdisé et remplacé certaines substances néfastes pour l'environnement. Néanmoins, le domaine alimentaire dont le froid occupe une place indispensable car il permet de limiter les gaspillages et de prolonger les durées de conservation des produits ce qui permet un élargissement des échanges.

Dans le cadre de ce contexte de la conservation et de la congélation des viandes, une étude d'un entrepôt polyvalent a été abordée dans le but de mieux choisir d'une part les machines frigorifiques les plus adaptés à notre système dont le fluide frigorigène utilisé se caractérise par une meilleure performance en face les exigences environnementales.

L'équipement frigorifique fait aujourd'hui partie de la vie quotidienne, de par ses nombreuses applications qui vont de la conservation des produits alimentaires, pharmaceutiques et autres à la climatisation.

Les plus simples et naturelles à la conception et réalisation de machines frigorifiques très complexes, particulièrement celles utilisant une source thermique pour la production de froid : les machines frigorifiques trithermes telles que celle à absorption, à adsorption ou à éjecto-compression.

Ce mémoire est structuré autour de quatre (04) chapitres. Ainsi après avoir présenté l'objectif de ce thème de recherche dans ce premier chapitre, le deuxième chapitre est consacré à la description et à la présentation de l'entrepôt frigorifique étudié ainsi que les données climatiques extérieures et intérieures d'entreposages. Dans le troisième chapitre, on calcule le bilan frigorifique afin de déterminer les puissances à installer dans chaque chambre de l'entrepôt. Dans le quatrième chapitre, on choisit le type de l'installation frigorifique qui représente chaque chambre de notre entrepôt.

En fin, ce travail de recherche est clôturé par une conclusion générale et perspéctives.

CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS

I.1.INTRODUCTION

Le but de ce chapitre est de donner une présentation et une description générales de l'entrepôt frigorifique, Le froid trouve de nombreuses applications dans des domaines très variées(industries agro-alimentaires, médecine, confort thermique, pétroléochimie…) et c'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante car il permet de limiter les gaspillages (pertes après récolte…) et de prolonger la durée de conservation des produits ce qui permet un élargissement des échanges.

I.2. LA CONSERVATION DES ALIMENTS : [1]

De tous temps, l'homme a recherché des méthodes pour conserver sa nourriture, entre le moment où les denrées sont capturées, cueillies ou récoltées et celui de la consommation. Depuis des siècles, les procédés les plus variés ont été appliqués :

- salage, fumage (salaison),
- boucanage (poissons déchés),
- enrobage (confits),
- sucrage (confitures),
- acidification (conservation au vinaigre).

Si le froid ou la chaleur interviennent comme agents de conservation, un emballage protecteur, pour maintenir les aliments à l'abri de l'air, est tout autant indispensable et l'association de plusieurs technologies préserve mieux les qualités originelles des produits, tout en améliorant la sécurité à la consommation.

I.2.1. La Salaison :

Le sel, le salpêtre, les nitrites, interviennent comme antibactériens, ils dénaturent aussi les processus enzymatiques. Les aliments conservés changent de couleur (viandes plus rouges à brunes), le goût est modifié.

I.2.2. Le Fumage :

La fumée produite par la combustion lente de bois, choisis pour leurs propriétés odoriférantes, est antioxydant, antibactérienne et antifongique. Cette fumée naturelle est remplacée, industriellement, par des solutions phénoliques (crésol) ou par des acides organiques qui sont antiseptiques et qui donnent l'illusion du "goût de fumée".

I.2.3. Le Confisage dans la graisse :

Le "confit" est cuit dans la graisse avant d'être conservé au froid, bien enrobé dans sa gangue de graisse, à l'abri de l'air et de la lumière.

I.2.4. La fermentation :

I.2.4.1. Action des bactéries : les sucres, contenus dans les aliments, se combinent avec les bactéries pour donner des acides lactiques et propénoïques qui sont antibactériens.

I.2.4.2. Action des levures : les sucres des aliments se transforment, sous l'action des levures, en éthanol avec dégagement de gaz carbonique. L'action antibactérienne se conjugue avec les propriétés organoleptiques qui interviennent directement sur la flaveur, la saveur, ... et la texture des produits.

I.2.4.3. Action des moisissures : associées à la fermentation, elles modifient l'aspect du produit (affinage) tout en étant antibactériennes.

I.3. CONSERVATION PAR LE FROID :

I.3.1. La Réfrigération :

Les aliments sains se conservent quelques jours, entreposés à des températures comprises entre 0°C ; et + 8°C.L'évolution microbienne est ralentie.

I.3.2. La Congélation :

La température des aliments est abaissée jusqu'à -18°C. Les produits sont stabilisés en l'état et la durée de conservation varie de quelques semaines à quelques mois.

I.3.3. La Surgélation :

L'abaissement rapide de la température des aliments, jusqu'à - 40°C. En quelques secondes, favorise la stabilisation en l'état, sans altération des cellules pour une durée de conservation allant de quelques semaines à quelques mois, voire plus d'un an.

I.4. LES ENTREPOTS FRIGORIFIQUES :

Un entrepôt frigorifique est un bâtie bien isolé munie d'un système frigorifique (système à compression, à absorption …etc.). Il existe plusieurs types d'entrepôts frigorifiques, selon leur fonction économique et leur emplacement au sein d'un complexe industriel ou pas, ils se partagent en :

I.4.1. 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.

I.4.2. Entrepôt de commerce :

Ils sont utilisés comme entrepôt pour entreprises industrielles ou commerciales, on peut classer dans cette catégorie les chambres froides d'entreposages principaux de la chaîne commerciale.

I.4.3. Entrepôt des lieux de production :

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

I.4.4. Entrepôt spéciale :

Appartient à ce groupe tous les entrepôts vraiment spéciaux ; ou qui n'appartiennent pas à l'une des catégories connues.

I.4.5. 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).

I.5. OBJECTIF DU PROJET :

Dans notre projet, on s'intéresse à l'étude d'un entrepôt frigorifique polyvalent à un seul niveau (étage) située dans la région de Médéa et destiné pour la conservation de quelques produits végétaux.

CHAPITRE II : DESTINATION ET CONCEPTION DE L'ENTREPOT AVEC LES DONNEES CLIMATIQUES

II.1. INTRODUCTION :

Ce chapitre a pour but de donner une description générale de l'entrepôt frigorifique tenant comporte de quelques aspects tels que :

- Le génie civil de l'entrepôt (la structure des différentes parois).
- La destination de l'entrepôt.
- Données climatiques de l'entrepôt.

II .2. DESCRIPTION ET SITUATION DE L'ENTREPOT FRIGORIFIQUE :

L'entrepôt frigorifique est situé dans la région de Médéa (figure II.1).

Il est constitué de cinq (05) chambres froides :

- Trois chambres positives pour la réfrigération (conservation).
- Un tunnel de congélation rapide.
- Une chambre négative pour la congélation.

Tableau (II.1) : Description des chambres froides

Chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Température (°c)	Rôle
01	5.85	3.85	6	6	Réfrigération
02	5.85	3.9	6	0	Réfrigération
03	5.85	3.9	6	0	Réfrigération
04	5.85	3.85	6	6	Réfrigération
Sas	15.80	4.85	6	8	---

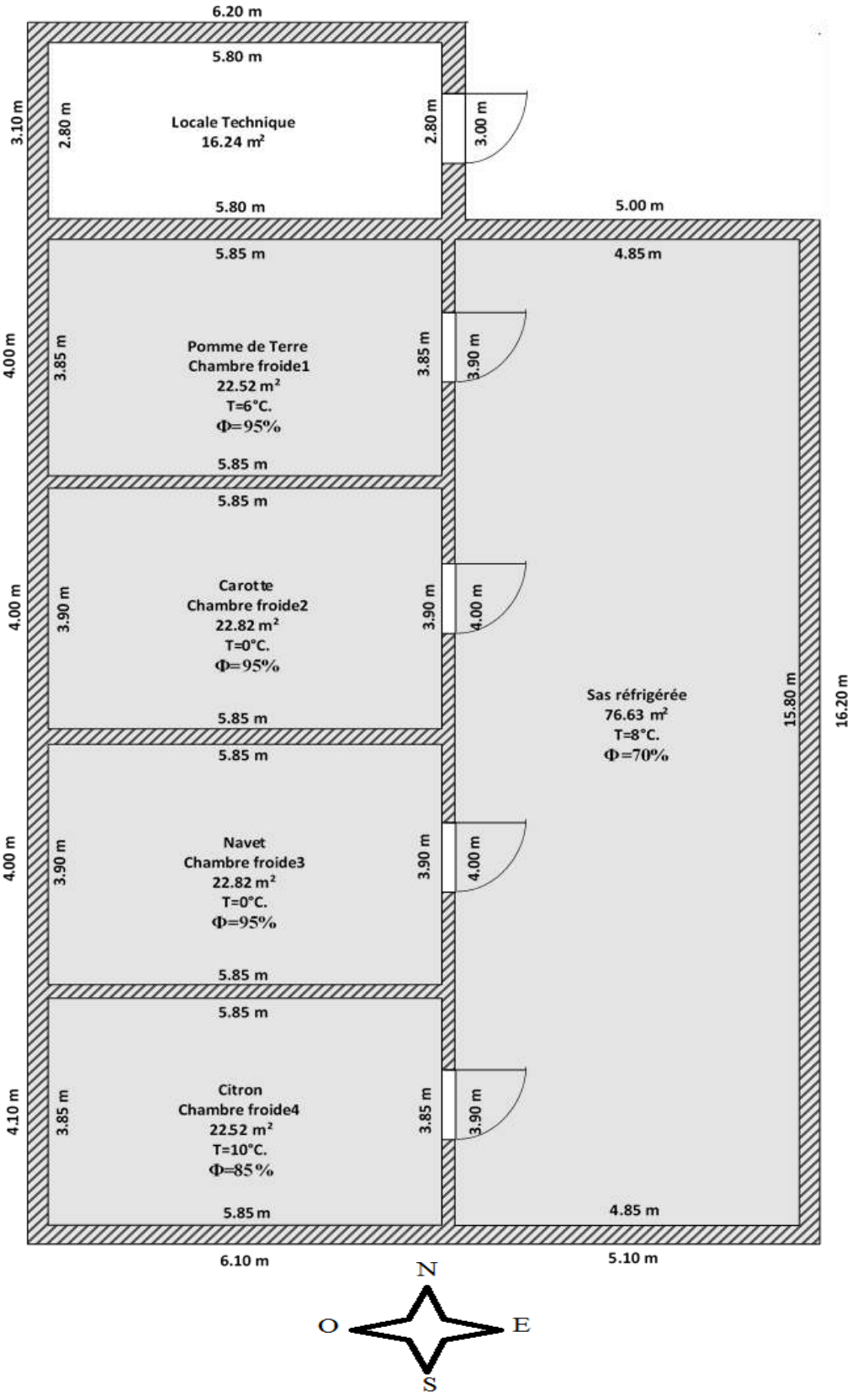


Figure (II.1) : Vue en plan de l'entrepôt frigorifique

II.3. Données climatiques : **[2]**

II.3.1. Données climatiques extérieurs :

Suivant la carte climatique d'Algérie, la ville de Médéa est située dans la zone B.

Elle est caractériser en période Estivale par :

Tableau (II.2) : Données climatiques extérieurs		
Caractéristique	Unité	Valeur
Température extérieure de bas (Te)	°C	37
Humidité relative (φ)	%	28
Température humide (Th)	°C	22.395
Vitesse de l'air (V)	m/s	5 ÷ 10

II.3.2. Conditions intérieures d'entreposage :(dans les chambres froides)

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

Tableau (II.3) : Conditions intérieures d'entreposage			
Chambre	Température (°C)	Humidité relative (%)	Vitesse de l'air (m/s)
01	6	95	1.5
02	0	95	1.5
03	0	95	1.5
04	10	80	1.5
Sas	8	70	1

II.3.3. Caractéristiques thermodynamiques 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.

(Refroidissement des denrées).

Tableau (II.4) : Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés

Denrées	Température de congélation T (°C)	Chaleur massique (KJ/Kg. °k)		Chaleur latente de congélation (KJ/Kg)
		Cp avant congelation	Cp après congélation	
Pomme de terre	-1.5	3.43	1.8	255
Carotte	- 0.56	3.77	1.93	276
Navet	-1	3.89	1.97	302
Citron	- 0.94	3.81	1.93	285

CHAPITRE III : CALCUL DU BILAN FRIGORIFIQUE

III.1. INTRODUCTION :

Après avoir déterminé les caractéristiques générales de l'entrepôt, ainsi que sa destination, il est indispensable d'établir un bilan thermique des différentes chambres, afin de pouvoir déterminer la puissance effective de l'évaporateur à installer.

Etablir le bilan thermique ; c'est de faire l'inventaire des charges thermiques à extraire de l'intérieur d'une chambre froide, pour maintenir une température constante. Sachant que le calcul des charges thermiques (apports de chaleur) se fait pendant la période la plus défavorable de l'année (période estivale).

III.2.Transfert de CHALEUR : **[3]**

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.

III.2.1. Modes de transfert de chaleur :

Il y a trois modes de transfert thermique principaux :

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

III.2.1.1. 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 au zones froides à l’aide de mécanismes à 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.

III.2.1.2. 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.

III.2.1.3.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).

III.2.1.4. Isolation thermique de l'entrepôt : [4]

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.

III.3.1. 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 [$\lambda = 0.043$ (w/m°C)].
- Le Polyuréthane (PUR) [$\lambda = 0.024$ (w/m °C)].

III.3.2. Caractéristiques du polyuréthane :

- Conductivité thermique très faible $\lambda = 0.024$ (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 en Algérie.
- Moins chère.

III.4. CHOIX DES DIFFERENTES 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 (2.5 × 1.6) m^2 et (3 × 2) m^2 pour la porte du SAS.

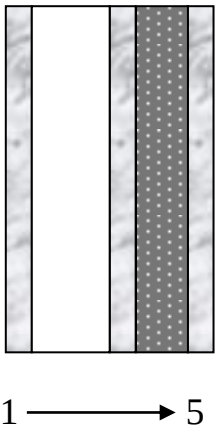
III.4.1. Mur extérieur et plafond :

La composition de cette paroi est donnée au tableau suivant :

$R_i = e / \lambda$ **(m^2.K/W)…..... (III.1)**

Tableau (III.1) : Mur extérieur et plafond

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^0K)	R_i (m^2.K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Lame d'air	0.005	0.023	0.21
03	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
04	Polyuréthane	0.0045	0.024	0.18
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}



Figure(III.1) : Mur extérieur et plafond

III.4.2. Mur intérieur :

Tableau (III.2) : Mur intérieur

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m. °K)	R_i (m^2.K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Polyuréthane	0.0045	0.024	0.18
03	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

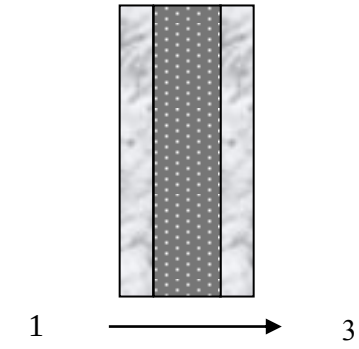


Figure (III.2): Mur intérieur

III.4.3. Porte :

Tableau (III.3) : Porte

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^{0}K)	R_i (m^2.K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Bois	0.02	0.15	0.133
03	Polyuréthane	0.0045	0.024	0.18
04	Bois	0.02	0.15	0.133
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

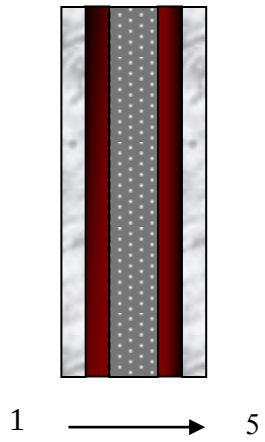


Figure (III.3): Porte

III.4.4. Plancher :

Tableau (III.4) : Plancher

N°	Matériaux	E (m)	λ (W/m^{0}K)	R_i (m^2.K/W)
01	Carrelage	0.03	1.05	0.028
02	Enduit ciment	0.02	0.87	0.022
03	Dalle en B .A	0.12	1.16	0.103
04	Carton bitumé	0.002	0.23	0.0086
05	Liège	0.02	0.043	0.465
06	Carton bitumé	0.002	0.23	0.0086
07	Sable	0.01	0.58	0.017
08	Pierre	0.3	2.1	0.142

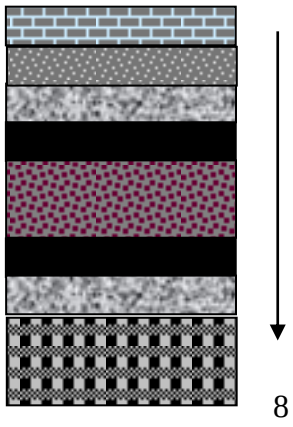


Figure (III.4): Plancher

III.5. DIFFERENTS APPORTS DE CHALEUR : [5]

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

III.5.1. Apports externes :

- Les apports par transmission.

- Les apports dus au renouvellement d'air.

III.5.2. Apports internes :

III.5.2.1. Apports dépendants des denrées :

- Charges liées à l'installation du groupe frigorifique (ventilateurs, résistances de dégivrage).
- Les apports dus aux denrées entrantes.
- Les apports dus à la respiration.

III.5.2.2. Apports indépendants des denrées :

- Les apports dus à l'éclairage.
- Les apports dus aux personnels.
- Les apports dus à des machines diverse.
- Les apports dus à des machines roulants.

III.6.BASE DE CALCUL :

III.6.1. Charges thermiques externes :

Les charges thermiques externes comprennent :

III.6.1.1. Charges thermiques par transmission à travers les parois (Q_{tr}) :

Le calcul s'effectue paroi par paroi à savoir les quatre parois verticales puis le plancher haut (toiture) et enfin le plancher bas.

La charge thermique par transmission a pour valeur :

$Q_{tr} = K \times S \times \Delta T$ **(W) …….. (III.2**)

Q_{tr} : charge thermique par transmission à travers les parois (W).

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

ΔT : différence de température entre les deux côtés de la paroi considérée (°C).

K : coefficient de transmission thermique de la paroi considérée ($W/m^2.^{\circ}K$).

Avec :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}} \quad \textbf{(W/m}^2\textbf{.}^{\circ}\textbf{K) ….....(III.3)}$$

Avec :

$\frac{1}{hi}$: Résistance thermique superficielle interne en (**m^2. °K /W)**, sa valeur varie en fonction de l'intensité de mouvements d'air à l'intérieur de la chambre froid (tableau 3).

$\sum_{i=1}^{n} \frac{e}{\lambda}$: Somme des résistances thermique des différentes couches de matériaux constituant la paroi en (**m^2. °K /W).**

Chaque couche de matériaux est caractérisée par son épaisseur (e) en m et par son coefficient de conduction thermique (λ) en (W/m^2. °K).

$\frac{1}{he}$: Résistance thermique superficielle externe en (m^2. °K /W).

Lorsque l'on vent effectuer un calcul précis dans les cas de chambres froides dont certaines parois sont fortement ensoleilles on majore l'écart de température (ΔT) donnant la charge thermique par transmission de la valeur de (Δ$\grave{T}$) donnée dans le annexe (1)

Donc :

$Q_{t\,r}$ = K × S × (ΔT+Δ$\grave{T}$) (W) ….....(III.4)

III .6.1.2. Charges thermiques par renouvellement d'air (Q_{re}) :

Il est prévu un renouvellement de l'air ambiant dans certaines chambres froides. Le renouvellement consiste au remplacement d'une partie de l'air de la chambre froide par de l'air extérieur.

La quantité d'air neuf admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide et constitue donc une charge thermique. La charge thermique par renouvellement d'air a pour valeur :

Q_{re} = $m_{a.e}$× Δh (W) ….....(III.5)

Avec :

$m_{a.e}$: débit masse d'air extérieur à renouveler (Kg/s).

Δh : différence d'Enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre froide (kJ/Kg)

Δh = $h_{a.e}$– h_a (kJ/Kg) ……...(III.6)

$h_{a.e}$: Enthalpie de l'air extérieur (kJ/Kg).

$h_{a.a}$: Enthalpie de l'air intérieur (kJ/Kg).

Par ailleurs, on a

$m_{a.e}=V_{a.e}\times\rho_{a.a}/86400$ (kg/jour) ……...(III.7)

Avec :

$V_{a.e}$: débit volumique de l'air extérieur (m^3/jour).

$\rho_{a.a}$: masse volumique de l'air dans la chambre (Kg/m^3)

$$\rho_{aa} = \frac{\rho_\circ}{1+\frac{t}{273.15}}$$

ρ_o: masse volumique de l'air égale à1, 293 (Kg/m^3.)

t : température de la chambre froide (°C). Enfin,

pour le débit volumique d'air extérieur, on a

$V_{ae} = V_{c.f}\times n$ (m^3/jour) ……..(III.8)

Avec :$V_{c.f}$: volume de la chambre froide (m^3).

n : taux de renouvellement de l'air journalier donné par :

$$n = \frac{70}{\sqrt{Vcf}} \quad \text{jour}^{-1}$$

III.6.1.3.Les charges thermiques par ouverture des portes (Q_{op}):

La charge thermique due à l'ouverture des portes est donnée par la relation :

$$Q_{op} = \left[8 + (0.067 \times \Delta T_p)\right] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times \sqrt{h_p\left(1 - \frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}}\right)} \times (h_{a.f} - h_{a.a}) \times C_{r.a} \quad (W)$$

……..(III.9)

Avec :

$\Delta T_p = T_e - T_a$ en (k°).

T_a : Température ambiante dans la chambre froide.

T_e : Température à l'extérieur.

τ_p: Temps d'ouverture des portes exprimé en (min/h).

$\rho_{a.a}$: Masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froid en (kg/m^3).

L_p: Largeur d'une porte en (m).

h_p : Hauteur d'une porte en (m).

$\rho_{a.e}$: Masse volumique de l'air du coté de la porte autre que la chambre froid en **(kg/m^3).**

$\mathbf{h_{a.a}}$: Enthalpie de l'air ambiant dans la chambre froid en **(kJ/kg).**

$\mathbf{C_{r.a}}$:Coefficient de minoration du à la présence éventuelle d'un rideau d'air dans le cas d'une porte sans rideau, on prend **(C_{ra}=1)** tandis que dans le cas d'une porte avec rideau on prend **(C_{ra}=0.25).**

Et le temps donné par la formule :

$$\tau_p = \frac{d_t \times f_j}{24} \text{ (min/h)} \quad \text{.....(III.10)}$$

Avec :

$\mathbf{d_t}$: Durée moyenne d'ouverture des portes (aller et retour) pour permettre le passage des marchandises en minute par tonne($\mathbf{min/t}$).

$\mathbf{f_j}$: Flux journalier des marchandises en tonne par jour ($\mathbf{t/jour}$).

Le flux journalier ($\mathbf{f_j}$)de marchandise pouvant transité par la ou les portes d'une chambre froide se détermine par l'expérience sur la base de la contenance totale de la chambre froide en **(kg)**.

La contenance totale d'une chambre froide peut être calculée d'après la formule :

$$C = A \times h \times d_e \times \eta_0 \quad \text{(Kg)} \quad \text{.....(III.11)}$$

Avec :

A : surface de la chambre froide en (m^2).

h : hauteur maximale de gerbage en (m).

$\mathbf{d_e}$: Densité d'entreposage en (kg/m^3).

$\boldsymbol{\eta_0}$: Coefficient d'occupation au sol des marchandises

III.7.CHARGES THERMIQUES INTERNES :

III.7.1.charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées :

III.7.1.1.Charges thermiques dues à l'éclairage ($Q_{e.c}$) :

Les luminaires des chambres froides classiques doivent pouvoir résister au froid, à l'humidité, être étanches à l'eau, être protégés des contacts avec tous objets et être insensibles aux effets de la poussière.

L'éclairement nominal habituellement prévu oscille entre 60 et 100 lux ce qui fait que l'on peut adopter une charge thermique d'environ 6 W/m² au sol.

La charge thermique due à l'éclairage se calcule d'après la formule :

$$Q_{e.c} = n \times p \times \tau / 24 \quad \text{(W)} \quad \text{.....(III.12)}$$

n : nombre de luminaires.

p : puissance de chaque luminaire en **(W)**

$\boldsymbol{\tau}$: Durée de fonctionnement des luminaires **(générale 8 h/d)**

: Nombre heures dans une journée.

III.7.1.2.Charges thermiques dues aux personnes ($Q_{p.e}$) :

La charge thermique due aux personnes se calcule d'après la relation suivante :

$$\mathbf{Q_{p.e} = I \times q_p \times \tau / 24 \quad (W)} \text{ ……(III.13)}$$

Avec :

i : nombre de personnes opérant dans la chambre froide.

Qp : quantité de chaleur dégagée par unité de temps et par personne, elle dépend de la nature de l'activité. (W)

$\boldsymbol{\tau}$: Durée de présence de chaque personne dans la chambre froide. (h/j)

III.7.1.3.Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr}) :

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

$$\mathbf{Q_{m.r} = n \times p \times \tau / 24 \quad (W)} \text{ ……..(III.14)}$$

Avec :

n : nombre de matériels roulant d'un type donné

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

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

III.7.1.4.Charges thermiques dues aux matériels divers (Q_{md}) :

Ces machines peuvent être très diversifiées, étuves, cutters, hachoirs …etc. a on :

$$\mathbf{Q_{m.d} = i \times p \times \tau / 24 \quad (W)} \text{ ……(III.15)}$$

Avec :

n : nombre de machine divers.

P : puissance de chaque type de machine en (W).

t : durée de fonctionnement de chaque type de machine en (h/j).

III.8.CHARGES THERMIQUES INTERNES DEPENDANTES DE DENREES ENTREPOSEES

III.8.1.Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de}) :

Cette charge résulte de ce que les produits introduits dans la chambre froide se trouvent à une température supérieure à la température de la chambre froide et qu'ils dégagent donc une certaine

quantité de chaleur aussi longtemps que leur température n'atteint pas la température d'entreposage. Cette charge est donnée par la formule :

$$\mathbf{Q_{de} = \frac{m \times c_1 \times (t_1 - t_2)}{86400}} \quad \textbf{(KW)} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\textbf{(III.16)}$$

Dans le cas de réfrigération :

Dans le cas de congélation :

$$\mathbf{Q_{de} = \frac{m \times c_1 \times (t_1 - t_2) + m \times L + m \times c_2 \times (t_3 - t_2)}{86400}} \quad \textbf{(KW)} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\textbf{(III.17)}$$

Avec :

m : masse de denrées introduites chaque jour. **(Kg/j).**

C_1 : capacité thermique massique avant la congélation du produit à entreposer **(KJ/Kg.K).**

t_1 : température initiale de la denrée introduite. **(°C).**

t_2 : température de congélation de la denrée. **(°C).**

L : chaleur latente de congélation de la denrée. **(KJ/Kg).**

C_2 : capacité thermique massique après la congélation du produit à entreposer **(KJ/Kg.K).**

t_3 : température d'entreposage qui tend vers la température de la chambre froide **(°C)**

$$\mathbf{C_m = \frac{m_1 \times c_1 + m_2 \times c_2 + \cdots + m_n \times c_n}{m_1 + m_2 + \cdots + m_n}} \quad \textbf{(KJ/kg .°k)} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\textbf{(III.18)}$$

III.8.2.Charge thermique due aux respirations des denrées (Q_{resp}):

Les produits végétaux (fruits et légumes) dégagent de la chaleur du fait de leur respiration. Il faut tenir compte de la charge correspondante qui a pour valeur :

$$\mathbf{Q_{resp} = \frac{m \times q_{resp}}{86400}} \quad \textbf{(KW)} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\textbf{(III.19)}$$

Avec :

m : masse de marchandises **(Kg/j).**

q_{res}: chaleur de respiration de marchandises **(KJ/Kg).**

III.8.3.Puissances frigorifique de l'évaporateur :

A ce stade de calcul, on détermine la puissance frigorifique intermédiaire P_{int} que le ou les évaporateurs devront assurer afin de couvrir la charge thermique intermédiaire Q_{int}.

La charge frigorifique intermédiaire (Q_{int}) est la somme des charges thermiques calculées précédemment :

$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{mr} + Q_{md} + Q_{de} + Q_{resp}$…….(III.20)

En désignant par tint la durée journalière de fonctionnement de l'installation frigorifique en heures. La puissance intermédiaire de l'évaporateur P_{int} s'écrit :

$P_{int} = Q_{int}$ x 24 / τ_{inst} ……..(III.21)

En général la durée de marche de l'installation frigorifique (τ_{int}) est de 18heures par jour pour la produits congelés et de 16heures par jour dans les autres cas, pour les installations industrielles la durée de fonctionnement va 18 à 20 heures la détermination provisoire des évaporateurs se fait à partir du calcul de la puissance frigorifique prévisionnelle Pprev en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire.

III.9.CHARGES THERMIQUES DUES AUX MOTEURS DES VENTILATEURS DE L'EVAPORATEUR $[Q_{vent}]$:

Dans les chambres froides modernes, on utilise toujours dès l'évaporateur équipé d'un ou plusieurs ventilateurs ce qui permet d'assurer un brassage et une circulation efficaces de l'air. Chaque ventilateur est en trainé par un moteur électrique qui dégage de la chaleur qui s'ajoute à la chaleur dégagée par les différentes autres sources, la charge due aux moteurs des ventilateurs est alors donnée par la formule :

$$\mathbf{Q_{vent} = \frac{n \times p \times \tau_{evap}}{\tau_{inst}}} \quad \textbf{(W)} \text{ ……...(III.22)}$$

Avec :

n : Nombre de moteur de ventilateurs.

P : puissance du ventilateur considérée en **(w).**

$\boldsymbol{\tau_{evap}}$: Durée de fonctionnement des frigorifique en **(h/d).**

$\boldsymbol{\tau_{inst}}$: Durée de marche de l'installation frigorifique en **(h/d)** en générale **(18h/d)** pour les chambres froides de produits congelais et **(16h/d)** pour les autres cas.

III.10. CHARGES THERMIQUES DUES AUX RESISTANCES DE DEGIVRAGE $[Q_{dEg}]$:

Il existe différents systèmes de dégivrage d'un évaporateur mais il s'agit souvent de résistances électriques. La charge due aux résistances électriques est alors :

$\mathbf{Q_{d\acute{e}g}} = \frac{\mathbf{n \times p \times \tau_{d\acute{e}g}}}{\mathbf{\tau_{inst}}}$ **(W) ……………………………………………………………………. ………(III.23)**

Avec :

n : nombre de résistances électriques.

p : puissance calorifique de chaque résistance d'un type donnée en **(w).**

$\mathbf{\tau_{d\acute{e}g}}$: Durée journalier de dégivrage en **(h/d) tableau 2-21.**

$\mathbf{\tau_{inst}}$: Durée de marche de l'installation frigorifique en **(h/d)** en général **18h/d** pour les chambres froides de produits congelés et **(16h/d)** pour les autres cas.

III.11.L'évaluation du bilan thermique général : $[\mathbf{Q_{tot}}]$

Pour tenir compte des apports incalculables ou des imprécisions dans les données, il faut majorer de (5 à 10%).

En majorant le total de 10% le bilan thermique général devient :

$\mathbf{P_{tot} = P_{effe} + 10\% P_{effe}}$ **(W) ………………………………………………………………(III.24)**

Et :

$\mathbf{P_{effe} = P_{inst} + Q_{ve} + Q_{d\acute{e}g}}$

III.12. CHARGE THERMIQUE PREVISIONNELLE :$[\mathbf{Q_{prev}}]$

$\mathbf{P_{prev} = 1.2 \times P_{tot}}$ **(W) ……………………………………………………………..............(III.25)**

III .13.CALCULE LE BILAN FRIGORIFIQUE :

III.13.1.Calcule la charge thermique extrême :

III.13.2. Les données caractéristique et paramètres des chambres :

Désignation	longueur **(m)**	Largeur **(m)**	H **(m)**	T (interne) (°C)
chambre1	5.85	3.85	6	6
chambre2	5.85	3.90	6	0
chambre3	5.85	3.90	6	0
chambre4	5.85	3.85	6	10
Sas	4.85	15.80	6	8

Tableau 3.1 : Caractéristiques des chambres de l'entrepôt

III .14.CALCULE LE BILAN FRIGORIFIQUE :

III.14.1.Calcule la charge thermique extrême :

III.14.1.1.La charge thermique par transmission a traversé les parois :

Q_{tr} =K×S×ΔT W

- ✓ **chambre № 1 :**

Paroi	coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°C)	T (interne) (°C)	différente de température (°C)	Qtr (W)
1	2.019	23.1	37	6	31	1445.80
2	2.337	35.1	37	6	31	2542.88
3	2.337	23.1	8	6	2	107.96
4	2.337	35.1	0	6	-6	-492.17
Porte	1.440	6	8	6	2	17.28
Plafond	2.019	22.52	37	6	31	1409.50
Sol	0.016	22.52	15	6	9	3.24

Q_{tr}= 5074.49w

Tableau (1) : Charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 01

Calcul coefficient K pour la paroi :

Paroi (1):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n}\frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}}$$

$$K = \frac{1}{0{,}03+3\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0{,}005}{0.023}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.06} = 2.019 \text{ W/m}^2\text{. °K.}$$

Paroi (2) :

$$K = \frac{1}{0{,}12+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.12} = 2.337 \text{ W/m}^2\text{. °K.}$$

Paroi (3) :

$$K = \frac{1}{0{,}12+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.12} = 2.337 \text{ W/m}^2\text{. °K.}$$

Paroi (4) :

$$K = \frac{1}{0{,}12+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.12} = 2.337 \text{ W/m}^2\text{. °K.}$$

Plafond :

$$K = \frac{1}{0{,}03+3\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0{,}005}{0.023}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.006} = 2.019 \text{W/m}^2\text{.°K.}$$

Sol :

$$K = \frac{1}{0{,}03+\left(\frac{0.03}{1.05}\right)+\left(\frac{0.02}{0.87}\right)+\left(\frac{0.12}{0.002}\right)+2\left(\frac{0.002}{0.23}\right)+\left(\frac{0.02}{0.043}\right)+\left(\frac{0.01}{0.58}\right)+\left(\frac{0.3}{2.1}\right)} = 0.016 \text{ W/m}^2\text{. °K.}$$

Porte :

$$K = \frac{1}{0{,}12+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+2\left(\frac{0.02}{0.15}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.12} = 1.44 \text{ W/m}^2\text{. °K.}$$

- ✓ **chambre № 2 :**

Paroi	coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°C)	T (interne) (°C)	différente de température (°C)	Qtr W
1	**2.019**	**23.4**	**37**	**0**	**37**	1748.05
2	**2.337**	35.1	6	0	6	492.17
3	**2.337**	23.4	8	0	8	431.87
4	**2.337**	35.1	0	0	0	0
Plafond	**2.019**	22.82	37	0	37	1704.72
Sol	**0.016**	22.82	15	0	15	5.47
Porte	**1.440**	6	8	0	8	69.12
					Qtr =	**4451.4w**

Tableau (2) : Charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 02.

✓ **chambre № 3 :**

Paroi	coefficient (W/m².K)	Surface (m²)	T externe (°C)	T interne (°C)	différente de température (°C)	Qtr (W)
1	2.019	23.4	37	0	37	1748.05
2	2.337	35.1	0	0	0	0
3	2.337	23.4	8	0	8	437.48
4	2.337	35.1	10	0	10	820.28
plafond	2.019	22.82	37	0	37	1704.72
sol	0.016	22.82	15	0	15	5.47
porte	1.440	6	8	0	8	69.12

Qtr = 4785.12w

Tableau (3) : Charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 03.

✓ **chambre №4 :**

Paroi	coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°C)	T (interne) (°C)	différente température (°C)	Qtr W
1	**2.019**	**23.1**	**37**	**10**	**27**	1269.25
2	**2.337**	35.1	0	10	10	820.28
3	**2.337**	23.1	8	10	-2	-107.96
4	**2.337**	35.1	37	10	27	2214.77
Plafond	**2.019**	22.52	37	10	27	1227.63
Sol	**0.016**	22.52	15	10	5	1.80
Porte	**1.440**	6	8	10	-2	-17.28

Qtr = 5408.49w

Tableau (4) : Charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 04.

✓ **Sas :**

Paroi	coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°C)	T (interne) (°C)	différente de température (°C)	Qtr (W)
1	**2.019**	**29.1**	**37**	**8**	**29**	1703.83
2	**2.019**	94.8	37	8	29	5550.63
3	**2.019**	29.1	37	8	29	1703.83
4	**2.337**	94.8	8	4	4	886.19
Plafond	**2.019**	76.63	37	8	29	4486.76
Sol	**0.016**	76.63	15	8	7	8.58
Porte	**1.440**	6	37	8	29	250.56

Qtr = 14590.38W

Tableau (6) : Charge thermique par transmission à travers les parois du Sas.

III.14.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air :

Chambres	**V_{cf} (m^3)**	**N (d^{-1})**	**V_{ae} (m^3 / d)**	**ρ_{aa} (Kg / m^3)**	**m_{ae} (Kg / s)**
1	135.12	6.021	813.557	1.266	0.012
2	136.92	5.982	819.055	1.293	0.012
3	135.12	6.021	813.557	1.293	0.012
4	136.92	5.982	819.055	1.248	0.011
Sas	459.78	3.264	1500.721	1.256	0.021

Tableau (7) : Paramètres de renouvellement d'air

Alors:

Ch	Mae (Kg / s)	h i(Kj / Kg)	h e (Kj / Kg)	Δh (Kj / Kg)	Qre (KW)	Qre (W)
1	**0.012**	**20**	**65**	**45**	**0.540**	**540**
2	**0.012**	**9**	**65**	**56**	**0.672**	**672**
3	**0.012**	**9**	**65**	**56**	**0.672**	**672**
4	**0.011**	**25.5**	**65**	**39.5**	**0.4345**	**434.5**
Sas	**0.021**	**20**	**65**	**45**	**0.945**	**945**

Tableau (8) : Charge thermique par renouvellement d'air

III.14.1.3.Charge thermique par ouverture de porte :

On a:

$$Q_{op} = \left[8 + \left(0.067 \times \Delta T_p\right)\right] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times \sqrt{h_p\left(1 - \frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}}\right)} \times (h_{a.f} - h_{a.a}) C_{r.a}\,.$$

Données :

d_e (pomme de terre) = 400 Kg/m^3.

d_e (carottes) = 350 Kg/m^3.

d_e (navet) = 380 Kg/m^3.

d_e (citron) = 400 Kg/m^3.

Chambre № 1 :

$\Delta t_p = (t_e - t_i) = 8 - 6 = 2^oC$.

ρ_{aa} = 1.266 Kg/m^3.

L_p =2 m.

h_p= 3 m.

$\rho_{ae} = \frac{\rho aa}{1+\frac{t}{273,15}} = \frac{1.266}{1+\frac{6}{273,15}}$= 1.235Kg /$m^3$.

h_{ae}=65 Kj /Kg.

h_{aa}= 20 Kj /Kg.

$C_{r.a}$ = 1.

Calcul τ_p :

$C = A \times h \times d_e \times \eta_o$.

A = 22,52m^2. h =5,5 m d_e =400 Kg /m^3 η_o=0,675

C =22,52×5,5×400×0.675 =33442.2Kg.

C = 24771×25% = 8360.55Kg /d

Donc le flux journaliers de marchandise :

f_j = 8.36t /d. -d_t =6 min /t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{8.36*6}{24}$ = 2.09min /h.

Donc:

$$Q_{op} = [8 + (0.067 \times 2)] \times 2.09 \times 1.260 \times 2 \times 4 \times \sqrt{3 \times \left(1 - \frac{1,235}{1,260}\right)} \times (65 - 20) \times 1$$

Q_{op} = 1411.47W.

Chambre № 2 :

$\Delta t_p = (t_e - t_i) = 8 - 0 = 8^oC$.

ρ_{aa} = 1,293 Kg/m^3.

L_p =2 m.

h_p= 3 m.

$\rho_{ae} = \frac{\rho aa}{1+\frac{t}{273,15}} = \frac{1,293}{1+\frac{0}{273,15}}$= 1.293 Kg /$m^3$.

h_{ae}= 65 Kj /Kg.

h_{aa}= 9 Kj /Kg.

$C_{r.a}$ = 1.

Calcul τ_p :

C = A×h×d_e×η_o.

A = 22,82m^2. h =5,5 m d_e =350 Kg /m^3 η_o=0.675

C =22,82×5.5×350×0.675=29651.73Kg.

C = 20532 × 25% = 7412.93Kg /d

Donc le flux journaliers de marchandise :

f_j = 7.4129 t /d - d_t =6 min /t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{7.4129*6}{24}$ =1.85 min /h.

Donc:

$$Q_{op} = [8+ (0.067\times 8)]\times 1.85\times 1.293\times 2\times 3\times \sqrt{3 \times (1 - \frac{1,293}{1,293})} \times (65 - 9) \times 1$$

Q_{op} =0W.

Chambre № 3 :

$\Delta t_p = (t_e - t_i) = 8 - 0 = 8^oC$.

ρ_{aa} = 1,293 Kg/m^3.

L_p =2 m.

h_p= 3 m.

$\rho_{ae} = \frac{\rho aa}{1+\frac{t}{273,15}} = \frac{1,293}{1+\frac{0}{273,15}}$= 1.293Kg /$m^3$.

h_{ae}= 65 Kj /Kg.

h_{aa}= 9 Kj /Kg.

$C_{r.a}$ = 1.

Calcul τ_p :

C = A×h×d_e×η_o.

A = 74,1 m^2 h=5,5 m d_e =380 Kg /m^3 η_o=0,675

C =22,82×5.5×380×0,675 = 32193.31 Kg.

C = 32193.31× 25% = 8048.32Kg /d

Donc le flux journaliers de marchandise :

f_j = 8.048t /d -d_t =6min /t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{8.048*6}{24}$ = 2.01 min /h.

Donc :

$Q_{op} = [8+ (0.067\times8)]\times0.08\times1.293\times2\times3\times\sqrt{3 \times (1 - \frac{1,293}{1,293})} \times (65 - 25) \times 1$

Q_{op} = 0W.

Chambre № 4 :

$\Delta t_p = (t_e - t_i)$ =8-10 = -2°C.

ρ_{aa} = 1,248 Kg/m^3.

L_p =2 m.

h_p=3 m.

$\rho_{ae} = \frac{\rho aa}{1+\frac{t}{273,15}} = \frac{1,248}{1+\frac{10}{273,15}}$= 1.204 Kg /$m^3$.

h_{ae}=65 Kj /Kg.

h_{aa}=- 25,5 Kj /Kg.

$C_{r.a}$ = 1.

Calcul τ_p :

C = A×h×d_e×η_o.

A = 22,52 m^2 h=5,5 m d_e =400 Kg /m^3 η_o=0,675.

C =22.52×5.5×400×0,675 = 33442.2Kg.

C = 33442.2× 25% = 8360.55 Kg /d

Donc le flux journaliers de marchandise :

f_j = 8.360 t /d -d_t =6 min /t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{8.36055*6}{24}$ = 2.09 min /h.

Donc:

$Q_{op} = [8+ (0.067\times-2)]\times2.09\times1,248\times2\times3\times\sqrt{3 \times (1 - \frac{1,204}{1,248}) \times (65 + 25.5) \times 1}$

Q_{op} =1577.90 W.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{14*0.8}{24}$ = 0.466 min /h.

Donc :

$Q_{op} = [8+ (0.067\times26)] \times0.466\times1,382\times2\times4\times\sqrt{4 \times (1 - \frac{1,149}{1,382}) \times (65 + 16.341) \times 1}$

Q_{op} = 3356.708 W.

Sas:

$\Delta t_p = (t_e - t_i) = 37 - 8 = 29^oC$.

ρ_{aa} = 1,256 Kg/m^3.

L_p =2 m.

h_p=3 m.

$\rho_{ae} = \frac{\rho aa}{1+\frac{t}{273,15}} = \frac{1,256}{1+\frac{8}{273,15}}$= 1.220 Kg /$m^3$.

h_{ae}= 65 Kj /Kg.

h_{aa}= 20 Kj /Kg.

$C_{r.a}$ = 1.

Calcul τ_p :

C = A×h×d_e×η_o.

A = 76,63m^2 h=5,5 m d_e =200 Kg /m^3 η_o=0,675

C =76,63×6×200×0,675 = 45978 Kg.

C = 45978× 25% = 32184,6 Kg /d

Donc le flux journaliers de marchandise :

f_j = 3 t /d -d_t =6min /t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{3*0.8}{24}$ =0.1 min /h.Donc:

Q_{op}= [8+ (0.067×29)] ×0.1×1,256×2×4× $\sqrt{4 \times (1 - \frac{1,149}{1,256}) \times (65 - 20) \times 1}$

Q_{op} = 1080 W.

III.14.1.Calcul des charges thermiques internes :

III.14.1.1.Charge thermique interne indépendante des denrées entreposées :

III.14.1.1.1.Charge thermique de l'éclairage (Q_{ec}) :

$Q_{ec} = \frac{n \times p \times \tau}{24}$ W.

Exemple

$Q_{ec} = \frac{7 \times 120 \times 8}{24}$ = 280 W

Calcule la charge thermique de l'éclairage de chaque chambre :

Chambre	Nombre de luminaires	Puissance de luminaires (W)	Durée de fonctionnement (h/d)	Q_{ec} (W)
1	7	120	8	280
2	7	120	8	280
3	7	120	8	280
4	7	120	8	280
Sas	15	120	8	600

Tableau (10) : Charge thermique de l'éclairage

Remarque :

En générale la puissance surfacique est P_S=6 w/m^2, donc **$Q_{ec} = P_S \times S_{Sol}$**

Alors:

Chambre	Puissance surfacique ($P_{S)}$	Surface de Sol (S_{Sol})	Q_{ec}
1	6	22,52	135 ,12
2	6	22,82	136,92
3	6	22,82	136,92
4	6	22,52	135,12
Sas	6	76,63	459,78

Tableau (11) : Charge thermique de l'éclairage à partir de la puissance surfacique.

III.14.1.1.2.Charge thermique due aux personnes Q_{pe} :

$$Q_{pe} = \frac{i \times qp \times \tau}{24} \quad W.$$

Chambres	Nombre de personne(i)	q_p (W)	Durée de fonctionnement (τ) (h/d)	Q_{pe} (W)
1	4	234	8	312
2	4	270	8	360
3	4	270	8	360
4	4	210	8	280
Sas	4	228	8	304

Tableau (12) : Charge thermique des personnes.

III.14.2.Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées

III.14.2.1.Charge thermique due aux denrées entrantes :

Données :

$C_{(pomme\ de\ terre)}$ =3, 43 KJ/Kg.K.

$C_{(carotte)}$ =3, 77 KJ/Kg.K.

$C_{(nevete)}$ =3, 89 KJ/Kg.K.

$C_{(cittone)}$= 3,81 KJ/Kg.K.

On a: $Q_{de} = \frac{m \times c \times \Delta T}{86400} = \frac{m \times c \times (T1 - T2)}{86400}$ W.

Chambre	Masse de marchandise Kg	T Externe °C	T Interne °C	ΔT °C	Capacité thermique massique en KJ/Kg.K	Q_{de} (KW)	Q_{de} (W)
1	8360.55	8	6	2	3.43	0.663	663
2	7412.93	8	0	8	3.77	2.587	2587
3	8048.32	8	0	8	3.89	2.898	2898
4	8360.55	8	10	-2	3.81	-0.737	-737
Sas	.	.	.	.	.	.	.

Tableau (13) : Charge thermique due aux denrées entrantes.

III.14.2.1.2.Charge thermique due aux respirations des denrées :

$Q_{resp} = \frac{m \times qres}{3600}$ W.

Les données:

$q_{res\ (pomme\ de\ terre)}$= 84.6KJ/T.h

$q_{res\ (nevete)}$= 108,3KJ/T.h

$q_{res(carotte)}$ =164KJ/T.h

$q_{res(citrone)}$ = 103 KJ/T.h

Calcul la charge thermique de respiration de denrée de chaque chambre :

Chambre	**Masse de marchandises (t)**	**Chaleur de respiration (Kj /t. h)**	**Q_{resp} (KW)**	**Q_{resp} (W)**
1	8.360	84.6	0.196	196
2	7.412	164	0.337	337
3	8.048	108.3	0.242	242
4	8.360	103	0.239	239
Sas	.	.	.	.

Tableau (14) : Charge thermique due aux respirations de denrée.

Les résultats sont résumés au tableau suivant :

Tableau (15) : Somme des apports de chaleur de l'entrepôt					
Chambre	01	02	03	04	SAS
Q_{tr}	5074.49	4451.4	4785.12	5408.49	14590.38
Q_{re}	612	630	480	276	945
Q_{op}	1411.47	0	0	1577.90	.
Q_{ec}	135,12	136,92	136,92	135,12	459,72
Q_{pe}	312	360	360	280	304
Q_{mr}	0	0	0	0	0
Q_{resp}	196	337	242	239	.
Q_{de}	663	2587	2898	737	.
Q_{int}	8404.08	8502.23	8901.92	7179.51	16299.1
Q_{0int}	10084.896	10202.784	10682.30	8615.452	19558.92
$Q_{0prév}$ (kw)	40.332	28.817	14.896	47.399	52.728

On appelle la puissance frigorifique à installer la puissance effective de l'évaporateur 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 :

$$\mathbf{Q_{0effective} = Q_{0int} + Q_{vent} + Q_{dég}kw} \text{.....(III.26)}$$

La puissance des moteurs des ventilateurs:

$$\mathbf{Q_{vent} = n \times P \times \tau_{évap} / \tau_{inst}} \text{.....(III.26)}$$

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).

τ_{inst} : la durée de fonctionnement de l'installation.

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

$$\mathbf{Q_{dég} = n \times P \times \tau_{dég} / \tau_{inst}} \text{.....(III.27)}$$

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.

τ_{inst} : la durée de fonctionnement de l'installation.

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

III.14.3.Exemple de calcule:Chambre 01 :

On a choisie selon la puissance prévisionnelle et à partir logiciel friga-bohn un évaporateur de typeGTA 28L 6 Dcontient deux ventilateurs de diamètre (630mm) et débit d'air de (16780 m^3/h).

$Q_{vent} = 2 \times 0.450 \times 16 / 16 = 0.9$ kw.

Donc on aura la puissance effective de l'évaporateur.

$Q_{0effective} = 33.610 + 0.9 + 0 = 34.51$ kw pour la chambre 01.

Les résultats des autres chambres au tableau suivant :

Tableau (16) : Puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)

chambre	$Q_{prévi}$ (kw)	Type d'évaporateur	Nb.*Diam. Ventil/Unité	Couplage moteur	Débit d'air m^3/h	Projection d'air (m)	Puiss.abs.maxi tot (w)
01	40.332	**GTA 24R 4 D**	2*630	Triangle	22680	2*17	2500
02	28.817	**3C-A 4366 R**	3*450	Triangle	12400	33	1500
03	14.896	**3C-A 4264 R**	2*450	Etoile	10990	31	1000
04	47.399	**GTA 26R 4 D**	2*630	Triangle	21660	2*15	2500
SAS	52.728	**GTA 26R 4 D**	2*630	Triangle	21660	2*15	2500

Chambre: 01

Modèle : GTA 24 R 4D

Conditions de fonctionnement

Fluide frigorigène :	R404A	
Température de la chambre :	6	°C
Pression de service :	-1 bar / 25 bar	
Nombre d'appareils :	1	

Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)

Nb. et diamètre des ventilateurs :	2 x 630	mm
Débit d'air :	22680	m3/h
Pression :	0	Pa
Projection d'air :	2x17	m
Lp (à 4m) :	57 ?	dB(A)

Caractéristiques Electriques (Par appareil)

Puissance absorbée maximale :	2 x 1250	W
Intensité de fonctionnement maximale :	2 x 2,48	A
Vitesse de rotation :	1330	tr/mn
Couplage moteurs :	Triangle	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz	

Performances Thermiques (Par appareil)

Puissance totale :	40,33	kW.
Puissance par appareil :	40,3	kW.
DT1 (Rosée) / DTM (Moyen) :	8,6 / 8,8	K

Caractéristiques Batterie (Par appareil)

Surface :	129.9	m²
Volume :	25,2	dm3
Pas d'ailettes :	4.23	mm
Inlet / Outlet :	1"1/8-1"5/8 (D)	

Caractéristiques Dégivrage standard

Puissance de dégivrage :	-	W
Intensité de dégivrage :	-	A
Tension / Nb Phases / Fréquence :	-	
Nombre d'éléments :	-	

Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)

Dimensions (L/P/H) :	2554/1535/663	mm
Poids net à vide :	260	kg
Colisage (L/P/H) :	2914 / 1646 / 912	mm
Poids de l'appareil emballé :	329	kg
Emballage standard :	Palette	



Figure (III.5): Caractéristique de sélection de l'évaporateur de la chambre 01

Chambre 02:

Modèle :	3C-A 4366 R		
Conditions de fonctionnement			
Fluide frigorigène :	R404A		
Température de la chambre :	0	°C	
Pression de service :	-1 bar / 25 bar		
Nombre d'appareils :	1		
Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)			
Nb. et diamètre des ventilateurs :	3 x 450	mm	
Débit d'air :	12400	m3/h	
Pression :	0	Pa	
Projection d'air :	33	m	
Lp (à 4m) :	53 ?	dB(A)	
Caractéristiques Electriques (Par appareil)			
Puissance absorbée maximale :	3 x 500	W	
Intensité de fonctionnement maximale :	3 x 1,	A	
Vitesse de rotation :	1370	tr/mn	
Couplage moteurs :	Triangle		
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz		
Performances Thermiques (Par appareil)			
Puissance totale :	28,81	kW.	
Puissance par appareil :	28,8	kW.	
DT1 (Rosée) / DTM (Moyen) :	9,3 / 9,5	K	
Caractéristiques Batterie (Par appareil)			
Surface :	82.9	m²	
Volume :	13,1	dm3	
Pas d'ailettes :	4	mm	
Inlet / Outlet :	1"3/8-2"1/8 (D)		
Caractéristiques Dégivrage standard			
Puissance de dégivrage :	-	W	
Intensité de dégivrage :	-	A	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	-		
Nombre d'éléments :	-		
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)			
Dimensions (L/P/H) :	2172/610/635	mm	
Poids net à vide :	95	kg	
Colisage (L/P/H) :	2320 / 750 / 750	mm	
Poids de l'appareil emballé :	143	kg	
Emballage standard :	Palette		



Figure (III.6): Caractéristique de sélection de l'évaporateur de la chambre 02

Chambre: 03

Modèle :	3C-A 4264 R		
Conditions de fonctionnement			
Fluide frigorigène :	R404A		
Température de la chambre :	0	°C	
Pression de service :	-1 bar / 25 bar		
Nombre d'appareils :	1		
Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)			
Nb. et diamètre des ventilateurs :	2 x 450	mm	
Débit d'air :	10990	m3/h	
Pression :	0	Pa	
Projection d'air :	31	m	
Lp (à 4m) :	51 ?	dB(A)	
Caractéristiques Electriques (Par appareil)			
Puissance absorbée maximale :	2 x 500	W	
Intensité de fonctionnement maximale :	2 x 1,	A	
Vitesse de rotation :	1370	tr/mn	
Couplage moteurs :	Triangle		
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz		
Performances Thermiques (Par appareil)			
Puissance totale :	14,89	kW.	
Puissance par appareil :	14,9	kW.	
DT1 (Rosée) / DTM (Moyen) :	8,5 / 8,7	K	
Caractéristiques Batterie (Par appareil)			
Surface :	36.9	m²	
Volume :	5,8	dm3	
Pas d'ailettes :	4	mm	
Inlet / Outlet :	1"1/8-1"3/8 (D)		
Caractéristiques Dégivrage standard			
Puissance de dégivrage :	-	W	
Intensité de dégivrage :	-	A	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	-		
Nombre d'éléments :	-		
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)			
Dimensions (L/P/H) :	1572/610/635	mm	
Poids net à vide :	62	kg	
Colisage (L/P/H) :	1720 / 750 / 750	mm	
Poids de l'appareil emballé :	97	kg	
Emballage standard :	Palette		



Figure (III.7): Caractéristique de sélection de l'évaporateur de la chambre 03

Chambre : 04

Modèle :	GTA 26 R 4D		
Conditions de fonctionnement			
Fluide frigorigène :	R404A		
Température de la chambre :	10	°C	
Pression de service :	-1 bar / 25 bar		
Nombre d'appareils :	1		
Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)			
Nb. et diamètre des ventilateurs :	2 x 630	mm	
Débit d'air :	21660	m3/h	
Pression :	0	Pa	
Projection d'air :	2x15	m	
Lp (à 4m) :	57 ?	dB(A)	
Caractéristiques Electriques (Par appareil)			
Puissance absorbée maximale :	2 x 1250	W	
Intensité de fonctionnement maximale :	2 x 2,48	A	
Vitesse de rotation :	1330	tr/mn	
Couplage moteurs :	Triangle		
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz		
Performances Thermiques (Par appareil)			
Puissance totale :	47,39	kW.	
Puissance par appareil :	47,4	kW.	
DT1 (Rosée) / DTM (Moyen) :	8 / 8,2	K	
Caractéristiques Batterie (Par appareil)			
Surface :	194.8	m²	
Volume :	37,8	dm3	
Pas d'ailettes :	4.23	mm	
Inlet / Outlet :	1"3/8-1"5/8 (D)		
Caractéristiques Dégivrage standard			
Puissance de dégivrage :	-	W	
Intensité de dégivrage :	-	A	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	-		
Nombre d'éléments :	-		
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)			
Dimensions (L/P/H) :	2554/1535/663	mm	
Poids net à vide :	292	kg	
Colisage (L/P/H) :	2914 / 1646 / 912	mm	
Poids de l'appareil emballé :	361	kg	
Emballage standard :	Palette		



Figure (III.8): Caractéristique de sélection de l'évaporateur de la chambre 04

Sas:

Modèle :	GTA 34 R 4D		
Conditions de fonctionnement			
Fluide frigorigène :	R404A		
Température de la chambre :	0	°C	
Pression de service :	-1 bar / 25 bar		
Nombre d'appareils :	1		
Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)			
Nb. et diamètre des ventilateurs :	3 x 630	mm	
Débit d'air :	34020	m3/h	
Pression :	0	Pa	
Projection d'air :	2x17	m	
Lp (à 4m) :	59 ?	dB(A)	
Caractéristiques Electriques (Par appareil)			
Puissance absorbée maximale :	3 x 1250	W	
Intensité de fonctionnement maximale :	3 x 2,48	A	
Vitesse de rotation :	1330	tr/mn	
Couplage moteurs :	Triangle		
Tension / Nb Phases / Fréquence :	400V / 3 / 50Hz		
Performances Thermiques (Par appareil)			
Puissance totale :	52,73	kW.	
Puissance par appareil :	52,7	kW.	
DT1 (Rosée) / DTM (Moyen) :	9,3 / 9,5	K	
Caractéristiques Batterie (Par appareil)			
Pas d'ailettes :	4.23	mm	
Surface :	194.8	m²	
Volume :	37,8	dm3	
Inlet / Outlet :	1"3/8-2"1/8 (D)		
Caractéristiques Dégivrage standard			
Puissance de dégivrage :	-	W	
Intensité de dégivrage :	-	A	
Tension / Nb Phases / Fréquence :	-		
Nombre d'éléments :	-		
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)			
Dimensions (L/P/H) :	3604/1535/663	mm	
Poids net à vide :	349	kg	
Colisage (L/P/H) :	4014 / 1646 / 912	mm	
Poids de l'appareil emballé :	443	kg	
Emballage standard :	Palette		



Figure (III.9): Caractéristique de sélection de l'évaporateur de la Sas

CHAPITRE IV : CALCUL THERMODYNAMIQUE DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES

CHAPITRE IV : CALCUL THERMODYNAMIQUE DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES

IV.1. INTRODUCTION :

Dans ce chapitre on va déterminer les caractéristiques thermodynamiques des différents points des cycles afin de pouvoir dimensionner les différents éléments de l'installation calculé au chapitre suivants.

IV.2. CHOIX DES MOYENS DE PRODUCTION DU FROID :

Il existe trois moyens principaux de production du froid :

- mélanges réfrigérants.
- Détente d'un gaz comprimé.
- Evaporation d'un liquide pur ou d'un mélange de liquides purs.

Ce troisième moyen reste le seul utilisé pour les besoins industriels en réfrigération, congélation et conditionnement d'air. Il peut être réalisé grâce à une machine à compression ou à absorption. Dans notre étude, on choisit le système à compression mécanique car c'est le système le plus utilisé en raison de la fiabilité des compresseurs et de leur bon fonctionnement.

Pour avoir un bon coefficient de performance, il faut bien choisir le type de refroidissement du condenseur (air, eau, combiné) et le type de la détente (directe ou indirecte).

IV.3. CHOIX DU FLUIDE FRIGORIGENE :

IV.3.1.Classification des fluides frigorigènes :

Pour la machine à compression mécanique les fluides frigorigènes utilisés sont divisés en trois groupes :

- Les chlorofluoro carbone (CFC).
- Les hydrauchlorofluoro carbone (HCFC).
- Les hydraufluoro carbone (HFC).

Les CFC ont été introduits pour remplacer l'ammoniac (NH_3) et le chlorure de méthyle (CH_3Cl), (des fluides toxiques, en 1928).

IV.3.2.Critères de choix des fluides frigorigènes :

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 :

IV.3.2.1. Critères thermodynamiques:

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

IV.3.2.2. 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.

IV.3.2.3. 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.

IV.3.2.4. Critères économiques :

- Prix.

- Incidence du choix du frigorigène sur le prix de l'installation.
- disponibilité du frigorigène.

IV.3.2.5. Critères écologiques :

a). L'altération des réfrigérants sur la couche d'ozone :

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 (O_3) pour former le "ClO" (Oxyde de Chlore) et O_2.

On estime qu'une molécule de Chlore peut entraîner la destruction de milliers de molécules d'Ozone.

Les CFC entrent dans la haute stratosphère, se décomposent sous l'effet des rayons ultraviolets en relâchant des molécules de dichlore (Cl_2) qui entrent en catalyse pour détruire chacune 100 000 molécules d'ozone (O_3) 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 de pletionpotential). Différents ODP sont données au tableau (IV.01).

b). 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 certaines 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 valeurs ODP de GWP sont données au tableau (IV.01).

Tableau (IV.01): ODP et GWP des différents fluides frigorigènes[9]

Fluide frigorigène	Composition	ODP (R11 = 1)	GWP à 100 ans CO_2 = 1
R_{22}	$CHClF_2$	0.05	1500
R_{23}	CHF_3	0	12100
R_{32}	CH_2F_2	0	580
R_{124}	$CHClFCF_3$	0.02	480
R_{125}	CF_3CHF_2	0	3200
R_{134a}	CF_3CH_2F	0	1200
R_{142b}	$CClF_2CH_3$	0.06	2000
R_{143a}	CF_3CH_3	0	4400
R_{152a}	CHF_2CH_3	0	140
R_{227ea}	CF_3CHFCF_3	0	3300
R_{236fa}	$CF3CH_2CF3$	0	8000
R_{401Aa}	R_{22}/ R_{152a}/ R_{124}	0.03	1080
R_{401B}	R_{22}/ R_{152a}/ R_{124}	0.035	1190
R_{402A}	R_{22}/ R_{125}/ R_{290}	0.02	2570

R_{402B}	R_{22}/ R_{125}/ R_{290}	0.03	2240
R_{403A}	R_{22}/ R_{218}/ R_{290}	0.04	2670
R_{403B}	R_{22}/ R_{218}/ R_{290}	0.03	3680
R_{404A}	R_{143a} / R_{125} / R_{134a}	0	3750
R_{407A}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	2000
R_{407B}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	2560
R_{407C}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	1610
R_{408A}	R_{22}/R_{143a} / R_{125}	0.026	3050
R_{409A}	R_{22}/R_{142b} / R_{124}	0.05	1440
R_{409B}	R_{22}/R_{142b} / R_{124}	0.05	1425
R_{410A}	R_{32} / R_{125}	0	1890
R_{413A}	R_{134a}/ R_{218}/R_{600a}	0	1770
R_{507}	R_{143a} / R_{125}	0	3800
R_{508A}	R_{23}/R_{116}	0	?
R_{508B}	R_{23}/R_{116}	0	?

Le fluide frigorifique choisi dans notre système est le R404A.

Le R-404A est un mélange de remplacement zéotropique de type HFC, constituée de 52% de R143a, 44%de R125 et de4%de R134a.

Il est utilisé de préférence pour les réalisations des installations neuves de type centrales frigorifiques pour grandes surfaces, entrepôts frigorifiques, installation de surgélation alimentaire et meubles pour la conservation des aliments congelés et les camions réfrigérés.

Ce fluide peut également remplacer le R-502 dans les installations existantes suivant une procédure.

IV.4. PROPRIETES PHYSICO-CHIMIQUES DU R-404A :

Tableau (IV.02): les propriétés physico chimiques du R404A		
Masse molaire	g/mol	97,6
Point d'ébullition (sous 1,013 bar)	°C	-46.57
Densité	kg/m^3	863
Température critique	°C	72.14
Pression critique	Bar	37.35
Chaleur latente	kJ/kg	200.1
Viscosité dynamique	Pa .s	12.26×10^{-5}
Chaleur spécifique	kJ/ (kg.°K)	1.539
Conductivité thermique	(w/m.°K)	67.34×10^{-3}

IV.5. PRINCIPAUX PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT DU CYCLE : [6]

IV.5.1. Température de condensation :

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

$$T_c = T_e + \Delta T \quad °C \text{……..(IV.1)}$$

T_c : température de condensation

T_e : température extérieure de base.

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

IV.5.2. Température d'évaporation :

On a choisi une machine frigorifique à détente directe c'est-à-dire que l'évaporateur est placé 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:

$$T_{ev} = T_i - \Delta T \quad °C \text{…….....(IV.2)}$$

T_{ev} : la température d'évaporation

T_i : la température intérieure de la chambre froide

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

Tableau (IV.03) : L'écart de température		
T_i (°c)	φ_i (%)	ΔT (°C)
> - 12	91 ÷ 95	7 ÷ 8
	86÷ 90	8 ÷ 9
	81 ÷ 85	9 ÷ 10
	76 ÷ 80	10 ÷ 11
	70 ÷ 75	11 ÷ 12
< -12	$\forall\varphi_i$	6

IV.5.3. Pression de condensation et d'évaporation :

Les pressions de (condensation et d'évaporation) sont calculés à partir du diagramme enthalpique (P-H).

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).

IV.6. TAUX DE COMPRESSION : [7]

Pour déterminer le nombre d'étage de la machine frigorifique, il faut d'abord calculer le taux de compression qui représente le rapport entre la pression de condensation et celle d'évaporation.

$\tau_{comp} = P_c/P_{ev}$…….(IV.3)

- Si le taux de compression est inférieur a 6 donc notre M.F est mono étagée.
- Si le taux de compression est supérieur a 6 donc notre M.F est bi étagée.

Pour le cas d'une machine frigorifique bi étagée il faut qu'on détermine la pression indéterminée.

$P_i = (P_{ev} \times P_c)^{1/2}$ bar……...(IV.4)

- Pour l'étage basse pression $\tau = P_i/P_{ev}$.
- Pour l'étage haute pression $\tau = P_c/P_i$.

IV.6.1.Exemple de calcul : Chambre 01

($T_i = 6$) et ($T_e = 37$ °C).

L'écart de température $\Delta T = 8$°C.

$T_c = T_e + \Delta T = 37 + 8 = 45$ °C.

L'écart de température $\Delta T = 8°C$.

$T_{ev} = T_i - \Delta T = 6 - 8 = -2°C$.

A partir du diagramme psychométrie (air) Logiciel Thermoptim :

$P_{ev} = 6.63$ bar.

$P_c = 20.44$ bar.

On calcule le taux de compression.

$\tau_{comp} = P_c/P_{ev} = 20.44 / 6.63 = 3.63$

Le taux de compression est inferieur à 6 donc la machine utilisé est dite mono-étagée.

Ce tableau résume les résultats des paramètres du fonctionnement :

Tableau (IV.04) : Les paramètres de fonctionnement de l'installation

chambre	T_{ev} (°c)	T_c (°c)	P_{ev} (bar)	P_c (bar)	τ_{comp}	Nombre d'étage	P_i (bar)
01	-2	45	5.63	20.44	3.63	Mono-étagée	/
02	-8	45	4.61	20.44	4.43	Mono-étagée	/
03	-8	45	4.61	20.44	4.43	Mono-étagée	/
04	-1	48	5.81	21.92	3.77	Mono-étagée	/
SAS	-3	48	5.45	21.92	4.02	Mono-étagée	/

IV.7. CHOIX DES MACHINES FRIGORIFIQUES POUR LES DIFFERENTES CHAMBRES : [8]

A partir des calculs on a choisi pour notre projet :

Cinq machines à compression mécanique mono étagée à injection partielle.

IV.7.1. Machines à compression mécanique mono étagée:

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:

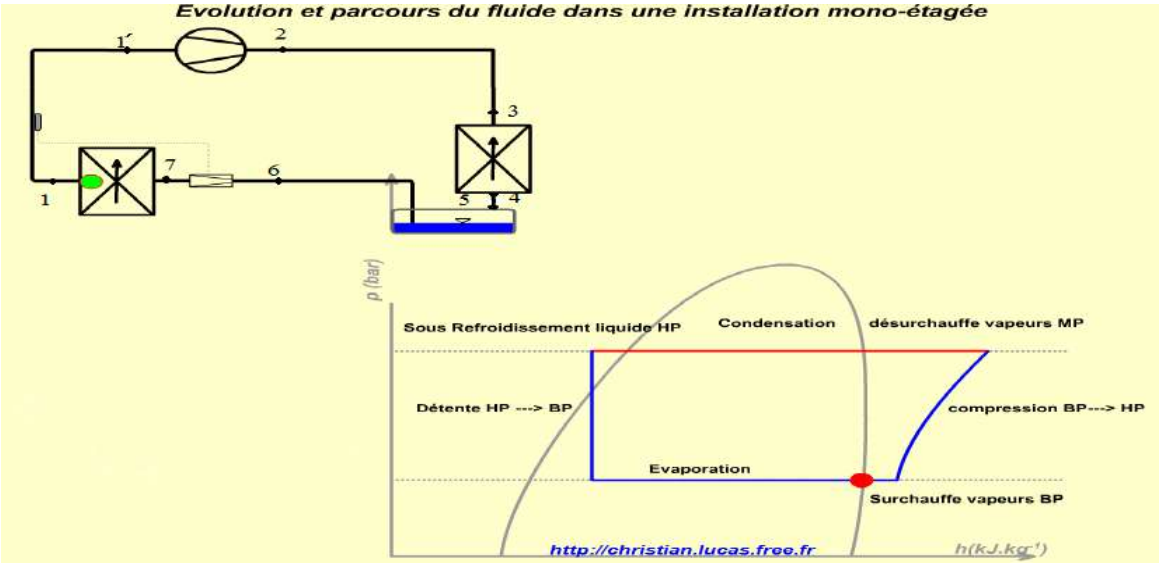


Figure (IV.1) : Machine frigorifique à compression mono étagée

IV.7.1.1. Principe de fonctionnement :

La chaleur Q_0 cédée au fluide frigorigène au niveau de la chambre froide qui se refroidit autour de l'évaporateur entraîne la formation de vapeur par chargement du fluide frigorigène ; cette vapeur est aspirée, comprimée et refoulée par le compresseur auquel on doit fournir de l'énergie P, la quantité de chaleur extraite de l'évaporateur augmentée de l'énergie du compresseur est évacuée au niveau du condenseur et par conséquent s'échauffe, dans le condenseur le fluide frigorigène cède la chaleur Q_c tout d'abord sous forme sensible (désurchauffe) puis sous forme latente (condensation) et se liquéfiée.

La haute pression du liquide (HP) descend jusqu'à la basse pression (BP) à l'aide d'un détenteur, cette détente est accompagnée d'un refroidissement, la chaleur libérée par le fluide va servir à vaporiser une partie du fluide frigorigène liquide, le mélange liquide – vapeur détendu et envoyé a l'évaporateur et le cycle recommence.

IV.7.2.1. Principe fonctionnel :

Le refroidissement des vapeurs comprimées par l'étage basse pression est obtenu par injection partielle ou totale dans une capacité fermée placée entre les deux étages de compression de fluide frigorigène liquide en provenance du condenseur (figure). La vaporisation de ce liquide

désurchauffant les vapeurs comprimées à la température correspondant à la pression de condensation de celle-ci, elles sont aspirées par l'étage haut pression à l'état des vapeurs saturées (1). Le fait de

procéder à cette injection de fluide frigorigène liquide dans cette bouteille intermédiaire permettra également de sous refroidir le liquide admis aux détendeurs (cas de l'injection partielle) ou l'utilisation du froid produit à deux températures correspondant respectivement à la température de vaporisation du fluide aspiré par l'étage basse pression, d'une part, et à celle d'écoulant de la pression régnant dans la bouteille intermédiaire, d'autre part (cas de l'injection totale), ce qui implique deux cycles frigorifiques distincts et différenciés simplement par le mode d'injection utilisé et dénommés :

- Cycle à injection totale.
- Cycle à injection partielle.

Outre le principe fonctionnel même, ces deux cycles diffèrent également par le fait que s'il est possible de choisir la pression intermédiaire dans le cas du cycle à injection partielle, cette pression découle généralement, dans le cycle a injection totale, de la température à laquelle on désire utiliser le froid produit à cet étage de l'installation.

Le circuit du fonctionnement frigorigène est le suivant :

Le fluide aspiré dans l'état 1' est comprimé dans l'étage bas pression jusqu'à la pression intermédiaire, il pénètre dans l'état 2 dans la bouteille intermédiaire ou il se désurchauffe jusqu'à la température T_3 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 D_1 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 D_2 qui alimente l'évaporateur en fluide détendu à l'état 9.

IV.8. BILAN FRIGORIFIQUES DE L'INSTALLATION MONO ETAGEE :

Selon les paramètres qu'on a déterminés à partir du diagramme enthalpique on peut calculer les débits massiques et volumiques et les différentes puissances des composants de chaque installation.

IV.9. TRACE DU CYCLE FRIGORIFIQUE DE LA MACHINE MONO ETAGEE (CHAMBRES 01,02,03,04 ET SAS) :

La surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur peut atteindre la valeur de 5 °C et 10°C à la ligne d'aspiration. La surchauffe totale est de 15 °C.

Le liquide se sous-refroidi au 3ème tronçon du condenseur de 5°C et environ 5°C dans la ligne de liquide jusqu'au détendeur donc le refroidissement atteindre la valeur de 10 °C.

Le tracé du cycle frigorifique à partir du logiciel frigorifique **Solkane** est représenté sur le diagramme enthalpique:

Chambre : 01

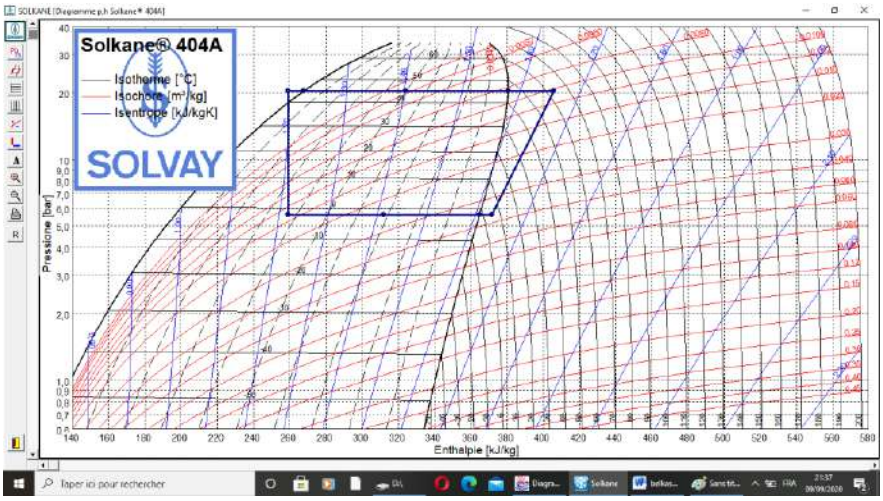


Figure (IV.5) : Diagramme enthalpique chambre : 01

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono étagée pour la (chambre 01) ; sont tiré par la figure précédente :

	p	t	v	h	s	x
Point	bar	°C	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	5,63	5,00	36,54	371,59	1,6331	
2s	20,44	57,09	9,77	398,05	1,6331	
2	20,44	63,06	10,31	405,83	1,6565	
3	20,44	63,06	10,31	405,83	1,6565	
3'	20,44	45,00	8,48	380,67	1,5795	
3"4'm	20,44	44,84	4,77	324,20	1,4026	
4'	20,44	44,69	1,07	267,73	1,2256	
4	20,44	39,69	1,03	259,22	1,1986	
5	5,63	-2,33	13,56	259,22	1,2184	0,372
56"m	5,63	-2,16	24,28	312,01	1,4134	
6"	5,63	-2,00	35,00	364,79	1,6084	
6	5,63	5,00	36,54	371,59	1,6331	

Tableau (IV.5) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (chambre 01)

Chambre : 02

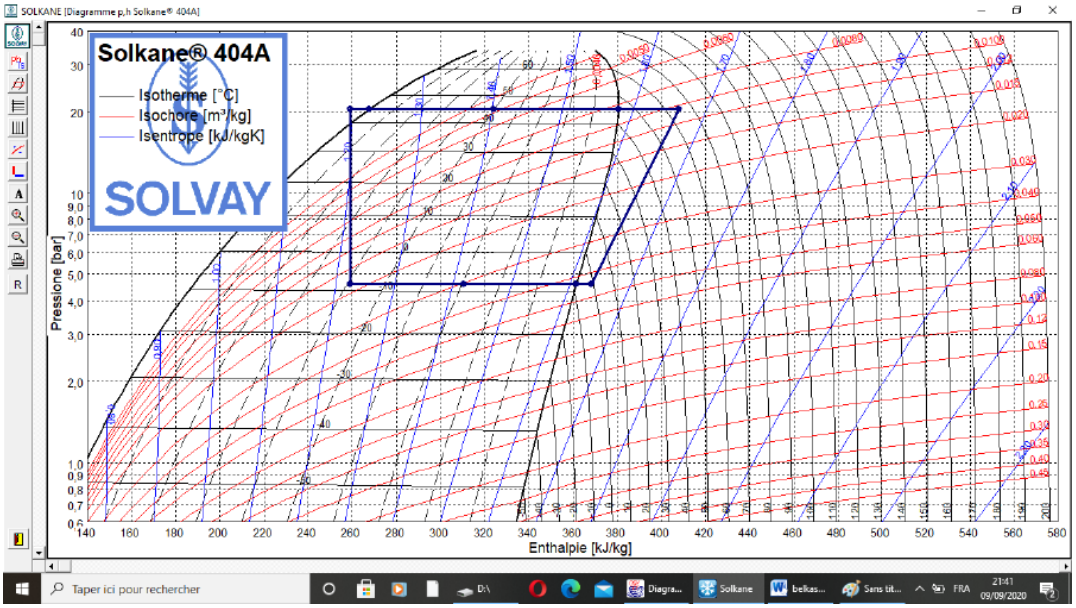


Figure (IV.6) : Diagramme enthalpique chambre : 02

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono étagée pour la (chambre 02) ; sont tiré par la figure précédente :

	p	t	v	h	s	x
Point	bar	°C	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	4,61	-1,00	44,46	368,30	1,6360	
2s	20,44	57,81	9,84	399,00	1,6360	
2	20,44	64,80	10,45	408,05	1,6631	
3	20,44	64,80	10,45	408,04	1,6631	
3'	20,44	45,00	8,48	380,67	1,5795	
3"4'm	20,44	44,84	4,77	324,20	1,4026	
4'	20,44	44,69	1,07	267,73	1,2256	
4	20,44	39,69	1,03	259,22	1,1986	
5	4,61	-8,33	17,94	259,22	1,2248	0,409
56"m	4,61	-8,16	30,30	310,48	1,4182	
6"	4,61	-8,00	42,66	361,73	1,6116	
6	4,61	-1,00	44,46	368,30	1,6360	

Tableau (IV.6) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (chambre 02)

Chambre : 03

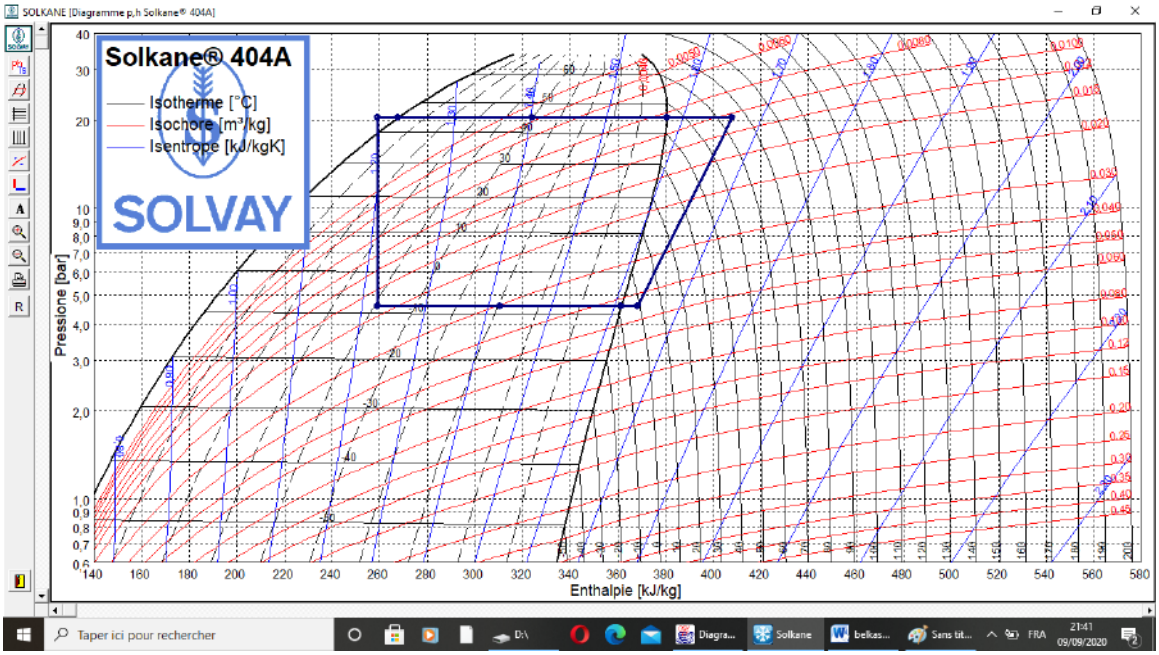


Figure (IV.7) : Diagramme enthalpique chambre : 03

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono étagée pour la (chambre 03) ; sont tiré par la figure précédente :

	p	t	v	h	s	x
Point	bar	°C	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	4,61	-1,00	44,46	368,30	1,6360	
2s	20,44	57,81	9,84	399,00	1,6360	
2	20,44	64,80	10,45	408,05	1,6631	
3	20,44	64,80	10,45	408,04	1,6631	
3'	20,44	45,00	8,48	380,67	1,5795	
3"4'm	20,44	44,84	4,77	324,20	1,4026	
4'	20,44	44,69	1,07	267,73	1,2256	
4	20,44	39,69	1,03	259,22	1,1986	
5	4,61	-8,33	17,94	259,22	1,2248	0,409
56"m	4,61	-8,16	30,30	310,48	1,4182	
6"	4,61	-8,00	42,66	361,73	1,6116	
6	4,61	-1,00	44,46	368,30	1,6360	

Tableau (IV.7) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (chambre 03)

Chambre : 04

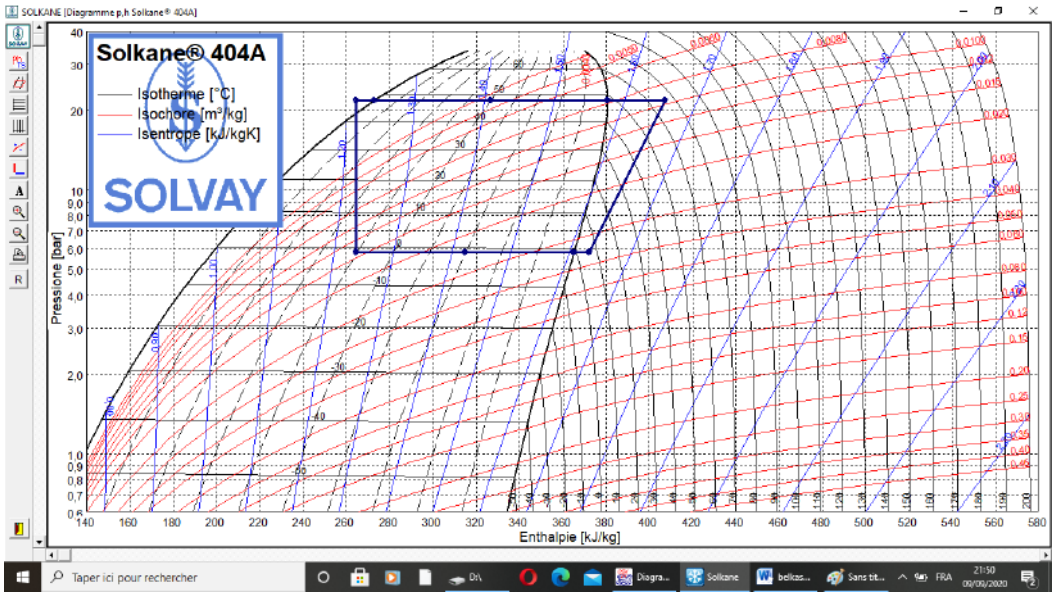


Figure (IV.8) : Diagramme enthalpique chambre : 04

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono étagée pour la (chambre 04) ; sont tiré par la figure précédente :

	p	t	v	h	s	x
Point	bar	°C	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	5,81	6,00	35,39	372,13	1,6327	
2s	21,92	60,39	9,04	399,28	1,6327	
2	21,92	66,34	9,56	407,24	1,6563	
3	21,92	66,34	9,56	407,24	1,6563	
3'	21,92	48,00	7,73	380,72	1,5759	
3"4'm	21,92	47,85	4,41	326,92	1,4092	
4'	21,92	47,70	1,09	273,11	1,2424	
4	21,92	42,70	1,05	264,29	1,2148	
5	5,81	-1,31	13,94	264,29	1,2361	0,396
56"m	5,81	-1,16	23,91	314,79	1,4220	
6"	5,81	-1,00	33,89	365,29	1,6079	
6	5,81	6,00	35,39	372,13	1,6327	

Tableau (IV.8) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (chambre 04)

SAS :

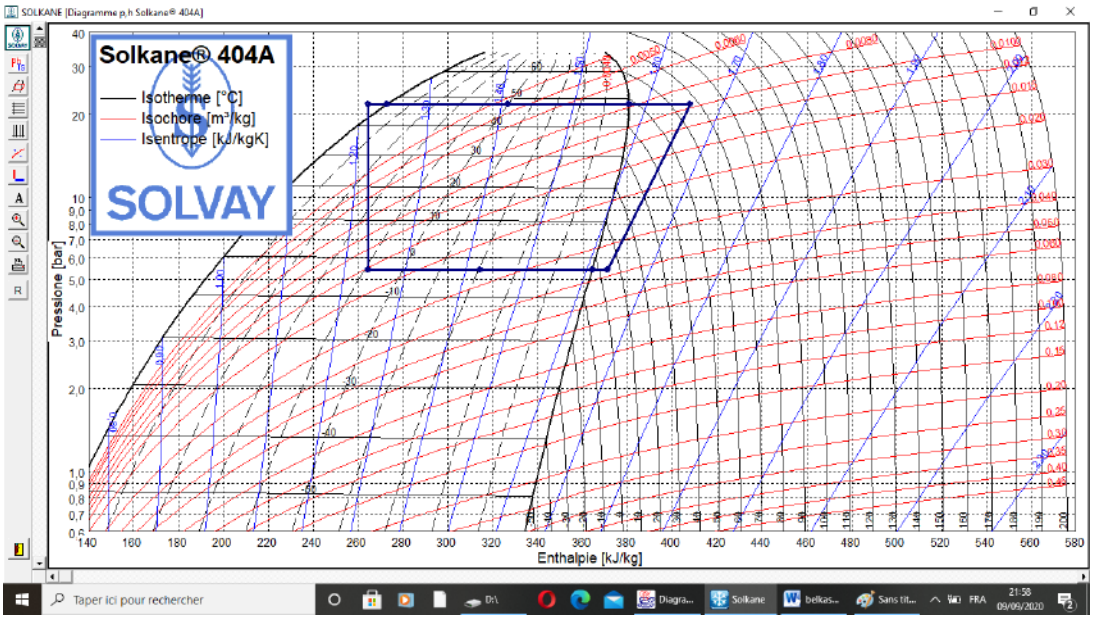


Figure (IV.9) : Diagramme enthalpique : SAS

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono étagée pour la (SAS) ; sont tiré par la figure précédente :

	p	t	v	h	s	x
Point	bar	°C	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	5,45	4,00	37,74	371,05	1,6336	
2s	21,92	60,61	9,06	399,59	1,6336	
2	21,92	66,87	9,60	407,93	1,6584	
3	21,92	66,87	9,60	407,93	1,6584	
3'	21,92	48,00	7,73	380,72	1,5759	
3"4'm	21,92	47,85	4,41	326,92	1,4092	
4'	21,92	47,70	1,09	273,11	1,2424	
4	21,92	42,70	1,05	264,29	1,2148	
5	5,45	-3,31	15,27	264,29	1,2382	0,408
56"m	5,45	-3,16	25,71	314,29	1,4236	
6"	5,45	-3,00	36,16	364,29	1,6089	
6	5,45	4,00	37,74	371,05	1,6336	

Tableau (IV.9) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (chambre sas)

On remarque que : le taux de compression de (Chambre : 01 ,02 ,03 et SAS) est :τ_{comp}= (3.63, 4.43, 4.43, 3.77 et 4.02).

Tableau (IV.09) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée

Chambre	Q_o (kw)	Q_m (Kg/s)	Q_v (m^3 / h)	P_{th} (kw)	Q_c (kw)	$Q_o + P_{th}$ (kw)	COP
01	40.332	0.358	47.22	12.3	52.6	52.632	3.28
02	28.817	0.264	42.27	10.5	39.3	39.317	2.74
03	14.896	0.264	42.27	10.5	39.3	39.317	3.12
04	47.399	0.439	55.99	15.4	62.8	62.799	3.07
SAS	52.728	0.493	67.09	18.2	70.9	70.928	2.89

Les compresseurs semi-hermétiques sont sélectionnés à l'aide du logiciel 5 de Copeland (R404A) :

- Chambre 01 **: D4DA -150X**
- Chambre 02 **: D3DS-150X**
- Chambre 03 : **D2DB-75X**
- Chambre 04 : **D4DH-250X**
- SAS : **D4DH-250X**

IV.10. COMPRESSEUR : [9]

C'est l'élément qui nous fait passer de la BP de l'évaporateur en HP du condenseur. La façon de la compression du fluide frigorigène nous permette de classer les compresseurs en deux grandes catégories :

- Les compresseurs volumétriques : compresseurs dans lesquels le fluide est comprimé par la variation de volume d'une capacité dans laquelle il a été préalablement aspiré.
- Les compresseurs centrifuges : compresseurs dans lesquels la compression du fluide est due à l'effet de la force centrifuge.

Parmi les compresseurs volumétriques on a les à piston(s) on les appelle aussi les compresseurs alternatifs, et c'est notre cas.

IV.10.1 Principe de fonctionnement :

Un compresseur à pistons comprend plusieurs cylindres dans chacun desquels peut se déplacer un piston, le mouvement des pistons est provoqué par la rotation d'un vilebrequin, par l'intermédiaire de bielles ; il s'agit de la transformation d'un mouvement rotatif en mouvement linéaire alternatif, le piston se déplace à vitesse variable le long de sa course, délimitée par le point mort haut et bas , pour lesquels sa vitesse est nulle , c'est ce déplacement combiné à l'ouverture et la fermeture des clapets . Et de refoulement qui permet d'aspirer et de comprimer les vapeurs de frigorigène l'ensemble de tos ces constituants est logé dans un carter.

IV.10.2 Dimensionnement du compresseur :

Pour effectuer ce dimensionnement il faut déterminer les caractéristiques du compresseur géométriques c'est-à-dire le nombre de cylindres et de l'alésage de ceux-ci, la course des pistons et la vitesse de rotation, et le calcul de la cylindrée et du volume balayé et du débit massique réel.

Le choix des compresseurs de notre installation a été fait à partir du logiciel **Copeland Select 5** basé sur le débit volumique du fluide aspiré par le compresseur et la puissance frigorifique.

Le tableau suivant indique le type de compresseur de chaque installation avec ses caractéristiques géométriques.

Tableau (V.01) : Caractéristiques géométriques des compresseurs de l'installation

Chambre	Type	Débit volumique (m^3/s)	Nombre de cylindres	Alésage (mm)	Course (mm)	Vitesse de Rotation (tours/min)
01	**D4DA -150X**	0.013	4	63.5	50.8	2570.52
02	**D3DS-150X**	0.011	3	61.9	63.5	660
03	**D2DB-75X**	0.011	2	66.7	46.1	660
04	**D4DH-250X**	0.015	4	68.3	55.6	3795.07
SAS	**D4DH-250X**	0.018	4	68.3	55.6	2570.52

A partir de ces caractéristiques on peut commencer notre dimensionnement :

IV.10.2.1 Cylindrée "C":

C'est le volume balayé par les pistons lors de leur course d'aspiration et ce pendant un tour de l'arbre manivelle. Soit :

d : l'alésage des cylindres en m.

l : la course de pistons en m.

n : le nombre de cylindres.

$C = l \times n \times (\pi d^2/4)$ m^3…….....(IV.5)

IV.10.2.2 Volume balayé (V_b):

Ou le volume engendré représente le volume balayé par les pistons pendant l'unité de temps, il vari proportionnellement avec la vitesse de rotation du compresseur. Il est calculé par la relation ci-dessous :

$V_b = C \times N / 60$ m^3/s…….(IV.6)

N:la vitesse de rotation du compresseur.

Remarque :

Dans le compresseur frigorifique on utilise le polyol ester comme huile lubrifiant, le polyol ester est un complexe de plusieurs alcool basé sur un ester dont sa formule chimique générale est le $C_9H_{18}O_4$.

IV.11. CONDENSEUR:

C'est l'appareil qui permet aux vapeurs HP qui sortent du compresseur de se condenser. Ainsi on va alimenter notre détendeur en liquide HP. Afin de permettre la condensation on peut utiliser deux médiums de refroidissement : l'air et l'eau (on peut même combiner les 2).

- ✓ condenseur à air
- ✓ condenseur à eau
- ✓ condenseur combiné (eau – air).

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

IV.11.1 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 C l'épaisseur d'ailettes δ ail .

La distance entre deux tubes au sens horizontal appelée pas transversal (a). Et au sens vertical appelé pas longitudinal (b).

IV.11.2 Fonctionnement d'un condenseur à air ventilé :

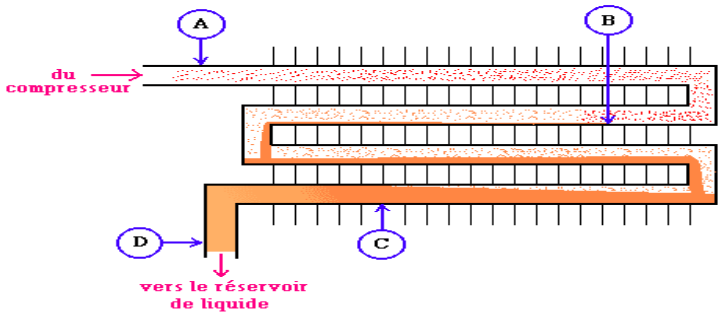


Figure (IV.1) : Condenseur à air ventilé

L'installation qui utilise ce condenseur fonctionne avec du R404A.

Point A : les vapeurs de R404A surchauffées entrent dans le condenseur, la pression est de 17 bar. Entre A et B, les vapeurs se désurchauffent pour atteindre la température de condensation

Point B : la molécule de R404A liquide apparaît, la température du R404A est désormais de 39°C. C'est le début de la condensation.

Entre B et C, c'est le changement d'état (condensation). La température du R404A reste constante et égale à 39°C. Il y a de moins en moins de vapeurs saturées et de plus en plus de liquide.

Point C : la dernière molécule de vapeur s'est condensée, il ne reste que du liquide de fluide frigorigène et la température est de 39°C. C'est la fin de la condensation.

Entre C et D : grâce à l'air qui circule sur le condenseur on sous refroidie légèrement le liquide, la température baisse progressivement.

Point D : à la sortie du condenseur il ne reste que du R404A liquide, ce liquide a été sous refroidi et sa température est de 34°C. La pression reste toujours à 17 bar.

Sous refroidissement = température de condensation - température de sortie de condenseur = θ [BC] - θ D. = 39 - 34 = 5°C.

IV.11.3 Choix de condenseur à air (à ailettes):

Le condenseur à air 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 condenseurs à air de la gamme (WA) à partir du logiciel (FRIGA-BOHN) cette gamme nous donne une plage de puissance qui correspond à la puissance de condensation de nos installations.

Tableau (IV.02) : Caractéristiques géométriques des condenseurs de l'installation							
Chambre	Type	Pas Transversal a (mm)	Pas Longitudinal b (mm)	Pas d'ailette C (mm)	Diamètre intérieur di (mm)	Diamètre extérieur De (m)	Epaisseur d'ailette δ(mm)
01	**WA 39 04/06P**	40	40	2.5	19	21	1
02	**WA 30 04/06P**	55	55	2.5	31	33	1
03	**WA 15 04/06P**	55	55	2.5	15	15	1
04	**WA 65 06/08P**	55	55	2.5	31	33	1
SAS	**WA 58 04/06P**	55	55	2.5	31	33	1

IV.11.4 L'évaporateur:

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

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

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques au même titre que les condenseurs, ils assurent le passage du flux calorifique du milieu à refroidir au fluide frigorigène, ce flux calorifique ayant pour effet de vaporiser le fluide frigorigène liquide qui est contenu à l'intérieur de l'évaporateur un évaporateur refroidisseur d'air peut être à convection naturelle ou forcée.

IV.11.4.1 Fonctionnement d'un l'évaporateur:

Le schéma ci-dessous représente un évaporateur à détente directe. Le fluide frigorigène utilisé est le R404A:

HP = 14 bar.

BP 4 bar.

Sous refroidissement = 5 °C.

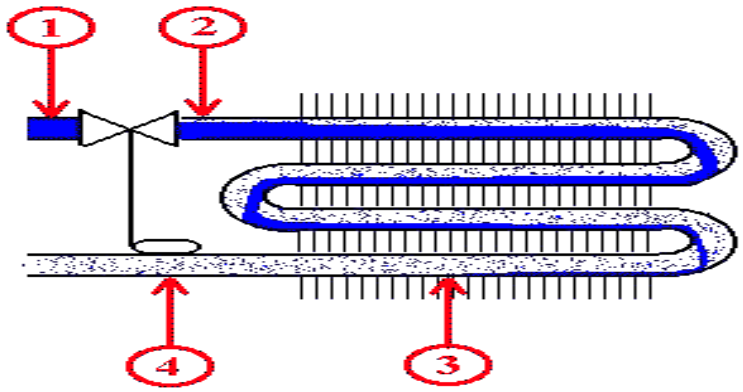


Figure (IV.2) : Evaporateur à détente directe

Au point 1, le liquide frigorigène à 20.93 bar et sous refroidi (5°C) arrive au détendeur thermostatique. Sa température est environ de 40.69 °C.

Au point 2, le liquide s'est détendu grâce au détendeur. La pression a chuté à environ 5 bar. Une partie du liquide s'est vaporisée. La température du mélange liquide vapeur est de -4 °C.

Entre le point 2 et le point 3 : le mélange liquide vapeurs avance dans l'évaporateur en absorbant de la chaleur. II y a de plus en plus de vapeurs et de moins en moins de liquide. La pression et la température sont constantes à 5 bar et -4 °C.

Au point 3, la dernière molécule de liquide se vaporise. II y a donc à ce point 100% de vapeurs à -4 °C.

Entre le point 3 et le point 4, les vapeurs étant toujours en contact avec l'air à refroidir, leurs températures augmentent. La pression est toujours de 5 bars.

Au point 4, la température au bulbe du détendeur est de 1 °C. Les vapeurs sont donc surchauffées (la sortie de l'évaporateur).

IV.11.4 Détendeur :

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

Les détendeurs thermostatiques fonctionnent comme des dispositifs d'étranglement entre les côtés hauts pression et basse pression des systèmes de réfrigération et garantissent que le débit de frigorigène dans l'évaporateur correspond 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 inférieure à la valeur nominale, le détendeur réduit le débit de fluide frigorigène vers l'évaporateur.

IV.11.4 .1 Composition et le fonctionnement des détendeurs thermostatiques:

Les détendeurs thermostatiques DANFOSS sont composés de quatre parties:

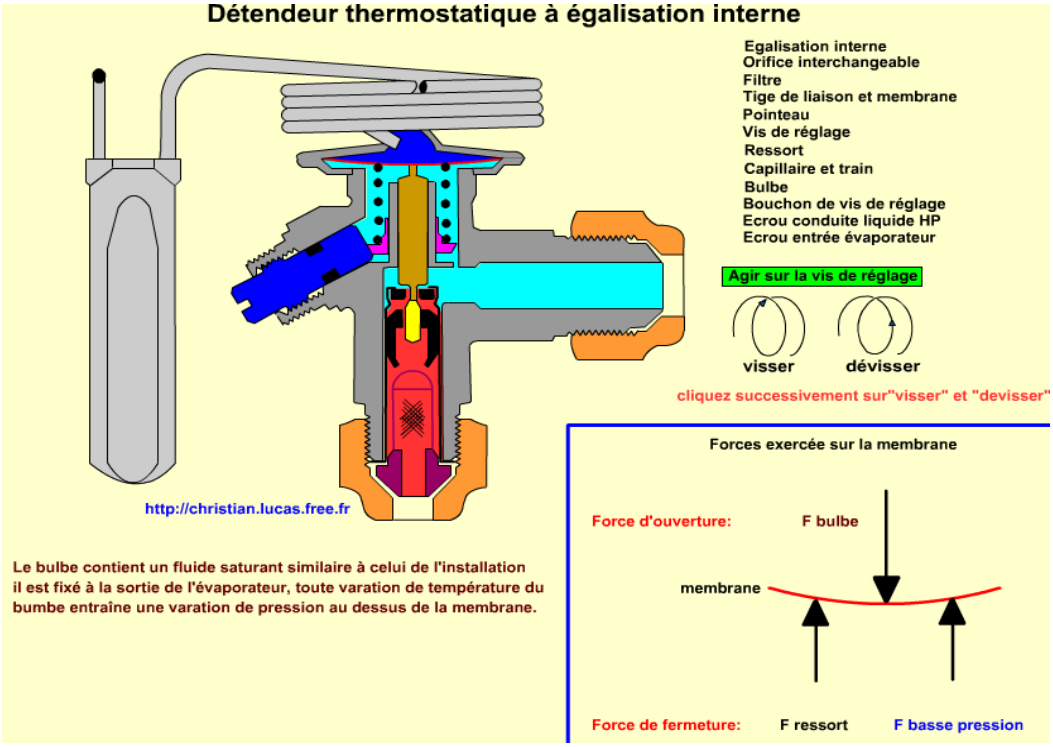


Figure (IV.3) : Détendeur thermostatique à égalisation interne

L'élément thermostatique (puissance), le corps avec ses composants internes, l'ensemble orifice et le raccord d'entrée.

L'élément thermostatique correspond au moteur du détendeur; un bulbe capteur est connecté au groupe membrane par un tube capillaire, qui transmet la pression du bulbe sur le dessus de la

membrane du détendeur. La pression au niveau du bulbe capteur dépend de la température de la charge thermostatique, c.-à-d. de la substance à l'intérieur du bulbe.

Le corps est constitué de laiton forgé avec une configuration angulaire des connexions.

L'ensemble orifice fixe est vissé dans le corps. Une tige d'acier installée à l'intérieur du corps transmet le mouvement de la membrane à la soupape à l'intérieur de l'ensemble orifice. Lorsque la pression de la charge thermostatique augmente, la membrane se déforme vers le bas et transmet par conséquent ce mouvement à la soupape, qui se soulève du siège et permet le passage du liquide par l'orifice. Un ressort assure la résistance aux forces exercées au-dessous de la membrane dont la tension peut être ajustée à l'aide de l'axe latéral. La surchauffe statique augmente en tournant l'axe latéral dans le sens horaire et baisse lorsque l'axe latéral est tourné dans le sens antihoraire.

L'ensemble orifice fixe fournit une vaste plage de capacités, de 0,5 à 15,5 kW (capacité nominale avec le R404A). Il contient les éléments suivants: enveloppe, soupape (dispositif de dosage), siège, ressort et filtre à tamis.

IV.11.4 .2 Choix du détendeur thermostatique :

Pour choisir correctement un détendeur thermostatique, il est indispensable de tenir compte des points suivants:

- ✓ Capacité frigorifique Q_O
- ✓ Différence de pression amont-aval sur le détendeur Δp.
- ✓ Pression et température d'évaporation.
- ✓ Pression et temp. Minimales de condensation.
- ✓ Température du fluide.
- ✓ Type de fluide frigorigène.

Pour calculer la puissance nominale du détendeur thermostatique on utilise la formule suivante :

$Q_n = Q_o \times K_{\Delta P} \times K_t$ Kw……………………………………………………………...(IV.7)

Q_n: Puissance nominale. Kw

K_t : Facteur de correction pour t° d'évaporation du fluide.

Q_o: Puissance frigo requise. Kw

$K_{\Delta p}$: Facteur de correction pour chute de pression au détendeur.

D'après le catalogue DANFOSS on a choisi le type de détendeur thermostatique requise pour chaque évaporateur.

IV.11.4 .2.1 Exemple de calcule : chambre 01

Q_o = 40.337 kw.

K_t= 1.09.

$K_{\Delta P}$ = 0.78.

Q_n = 34.29 kw.

Le détendeur sélectionné à partir de cette puissance nominale est le " TCLE 250 SW ".

Tableau (IV.03) : Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation

Chambre	Type Détendeur	Mécanisme d'orifice	Dimension des raccords (mm)
01	TJRE 12 SW	X 11873-B4B	12×16
02	TCLE 750 MW	X 22440-B7B	12×16
03	TCLE 850 MW	X 22440-B5B	12×16
04	TJRE 13 MW	X 11873-B4B	12×16
SAS	TERE 16 MW	X 9117-B6B	12×16

IV.12. 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 déshydrateur.
- ✓ Voyant de liquide.
- ✓ Clapet de retenue.

IV.12.1 Séparateur d'huile:

Lorsqu'on utilise une huile frigorifique faiblement visqueuse, on assiste a des départs important d'huile du compresseur. Cette huile est entraînée par le fluide frigorigène, et quitte le carter du compresseur par le refoulement. Afin d'empêcher au maximum la circulation de cette huile dans le circuit frigorifique, on va la piéger et la renvoyer au carter du compresseur à l'aide d'un séparateur d'huile.

Description :

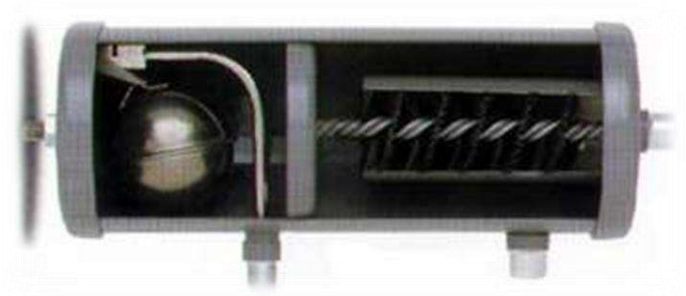


Figure (IV.4) : Séparateur d'huile

IV.12.1.1 Principe de fonctionnement du séparateur d'huile :

Il est raccordé par une conduite d'entrée de fluide frigorigène qui est reliée au refoulement du compresseur, par une sortie fluide frigorigène qui est reliée au condenseur et par une conduite de retour d'huile qui regagne le carter du compresseur.

Le séparateur se décompose en deux parties :

- ✓ La partie haute sert à séparer l'huile du fluide frigorigène.
- ✓ La partie basse sert de réservoir d'huile.

Pour séparer l'huile et le fluide, diverses méthodes peuvent être utilisées : réduction de vitesse,chicanes...

La partie réservoir est équipée d'un flotteur qui dégage un pointeau quand le niveau d'huile monte. Le pointeau dégagé, l'huile revient au carter du compresseur où elle est nécessaire pour assurer une bonne lubrification. Même si vous utilisez un séparateur d'huile, vous devrez réaliser une tuyauterie sur l'installation qui assure un retour correct de l'huile qui n'a pas été séparée...

IV.12.2 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 de la surpression.



Figure (IV.5) : Réservoir de liquide horizontale

IV.12.3 Filtre déshydrateur:

Il élimine efficacement :

L'humidité: elle est absorbée et emmagasinée. Le déshydrateur empêche ainsi la formation de glace au détendeur.

Les acides nuisibles. Il emmagasine les acides nuisibles se produisant dans le circuit frigorifique empêchant ainsi toute corrosion.

Les particules étrangères: ce sont les boues et produits de décomposition de l'huile.

Il élimine ces matières grâce à un système de filtrage très poussé de sorte à prévenir des arrêts provoqués par l'obstruction des orifices de vanne, trous d'égalisations ou tubes capillaires.

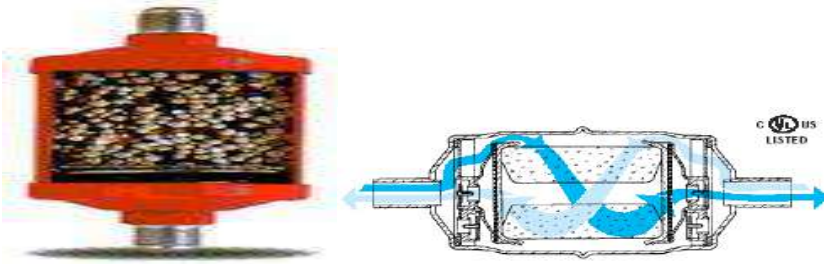


Figure (IV.6) : Filtre déshydrateur

Le déshydrateur à un diamètre relativement grand évitant ainsi une grande perte de charge.

Il peut être monté dans n'importe quelle position, une flèche indique le sens de passage du fluide.

Il faut tenir le déshydrateur obturé jusqu'au moment du montage.

Il est composé d'un mélange optimal de gel de silice, d'un tamis moléculaire et d'oxyde d'aluminium activé.

IV.12.4 Voyant liquide :

Il sert à indiquer :

- ✓ L'état du fluide frigorigène dans la conduite liquide de l'installation.
- ✓ La teneur en humidité du fluide frigorigène.
- ✓ Le passage dans la conduite de retour allant du séparateur d'huile au compresseur.



Figure (IV.7) : Voyant liquide

Il est en laiton matricé à chaud. L'indicateur d'humidité comporte un sel chimique dont la teinte change en fonction de la teneur en humidité du fluide frigorigène en circulation. La couleur verte apparaît lorsque la quantité d'eau contenue dans le fluide est inférieure à la quantité d'eau maximale admissible.

- ✓ La couleur jaune nous garantit avec certitude des effets nuisibles provenant de l'humidité. Le voyant de liquide se monte entre le détendeur et le déshydrateur. Lorsque la couleur jaune apparaît, il faut remplacer le déshydrateur. Un manque de fluide ou de sous-refroidissement se signale par des bulles dans le liquide en circulation.

IV.12.5 Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC :

Complètement hermétique.

- ✓ Boîtier inoxydable anti-corrosion.
- ✓ 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.

IV.12.6 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.

IV.12.7 Tuyauterie et pertes de charge de l'installation :

La circulation d'un fluide à l'intérieur d'une tuyauterie donne lieu à 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 :

V.12.1. Tuyauterie de refoulement :

La tuyauterie de refoulement est la tuyauterie qui relie le compresseur au condenseur, c'est-à-dire la tuyauterie dans laquelle les vapeurs de fluide frigorigène comprimées sont refoulées vers le condenseur.

Tuyauterie de liquide :

Cette tuyauterie relie le condenseur au détendeur.

IV.12.8 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.

Dimensionnement des conduites :

Lors de dimensionnement de la tuyauterie en fluide frigorigène il faut tenir compte des éléments Suivants :

- ✓ Vitesse d'écoulement.
- ✓ Perte de charge.
- ✓ Possibilité de retour d'huile.

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

Notre étude est théorique mais basées sur des données réelles, ce qui nous a permis de comprendre l'importance et la nécessité de prendre en compte tous les éléments qui interviennent dans l'étude et dimensionnement d'une chambre froide, à partir de son emplacement jusqu'au choix des équipements convenables pour une telle ou telle installation frigorifique.

On a effectué des calculs particuliers et précis du bilan thermique qui sont indispensables au choix et au dimensionnement correct des équipements frigorifiques ; car les erreurs commises à ce niveau risquent d'être irréparables, si elles apparaissent après la réalisation du projet.

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

Une analyse économique et environnementale permettra enfin de voir la rentabilité économique et la faisabilité du projet, chose qui demande encore d'autres études.

BIBLIOGRAPHIE

[1] : « Conservation des aliments » Jean-Pierre Dézavelle Professeur agrégé, Chef de travaux du Lycée des Métiers de l'Hôtellerie et du Tourisme Alexandre Dumas Strasbourg-Illkirch.

[2]: Document Technique Métrologique « Période estival » Zone Médéa : 2012/2013.

[3] « Transfert Thermique »Y ver Jannot (2002).

[4] Isolation frigorifique (Guide Pratique ISOBAR) g.baloot et M.duminal, Edition pyc (Paris1981).

[5] :H.J. BREIDERT. Traduction de JEAN-LOUISCAUCHEPIN «Calcul des chambres froides » 18, rue Saint-Denis, 75001 PARIS- Dépôt légal : Avril 1998.

[6] Technique de l'ingénieur (génie climatique-j.coran).

[7] Cours : Spécialité Energie et Froid Industriel, Enseignant : BENTCHIKOU Mohamed, Université de Médéa, Année universitaire : 2007/2008.

[8] Jean Desmons « Aide-mémoire, Froid industriel, 2éme édition», Paris, 2006, 2010.

[9] « Installation frigorifique » Patrick jacquard rapin, (tome 2) ,2éme édition 1996.

Catalogues:

- ✓ **Solkane**
- ✓ **FRIGA-BOHN**
- ✓ **Copeland**

ANNEXES

Tableaux de sélection : Compresseurs

Chambre :01 :

PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	-2,0 / 45,0°C
Compresseur	D4DA-200X
Puissance frigo. kW	41,44
Puissance absorbée kW	14,22
Intensité à 400V, A	25,72
C.O.P.	2,92
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	56
Nombre de cylindres	4
Alésage/Course, mm	63.5/50.8
Longueur/Largeur, mm	650/535
Hauteur, mm	495
Poids brut, kg	212
Aspiration, pouce	1 5/8
Refoulement, pouce	1 1/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	3.6
Fixations mm (Ø)	381 x 305 (18.0)
Pression sonore @1m, dBA	72
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	32.5
Courant rotor bloqué, A	160
ACCESSOIRES (INCLU)	
Pressostat d'huile	Sonde OPS1

Chambre 02 :

PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	-8,0 / 45,0°C
Compresseur	D3DS-150X
Puissance frigo. kW	28,75
Puissance absorbée kW	11,67
Intensité à 400V, A	21,19
C.O.P.	2,46
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	49.9
Nombre de cylindres	3
Alésage/Course, mm	61.9/63.5
Longueur/Largeur, mm	710/370
Hauteur, mm	490
Poids brut, kg	178
Rotalock refoulement, pouce	1 1/8
Aspiration, pouce	1 5/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	3.7
Fixations mm (Ø)	381 x 305 (18.0)
Pression sonore @1m, dBA	72
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	29
Courant rotor bloqué, A	129
ACCESSOIRES (INCLU)	
Pressostat d'huile	Sonde OPS1

Chambre 03 :

PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	-8,0 / 45,0°C
Compresseur	D2DB-75X
Puissance frigo. kW	16,12
Puissance absorbée kW	6,25
Intensité à 400V, A	11,64
C.O.P.	2,58
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	28
Nombre de cylindres	2
Alésage/Course, mm	66.7/46.1
Longueur/Largeur, mm	590/330
Hauteur, mm	470
Poids brut, kg	145
Rotalock refoulement, pouce	1 1/8
Aspiration, pouce	1 3/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	2.3
Fixations mm (Ø)	295 x 279 (14.0)
Pression sonore @1m, dBA	66
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	15.4
Courant rotor bloqué, A	70
ACCESSOIRES (INCLU)	
Pressostat d'huile	Sonde OPS1

Chambre 04 :

PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	-1,0 / 48,0°C
Compresseur	D4DH-250X
Puissance frigo. kW	51,20
Puissance absorbée kW	19,24
Intensité à 400V, A	34,37
C.O.P.	2,66
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	70.8
Nombre de cylindres	4
Alésage/Course, mm	68.3/55.6
Longueur/Largeur, mm	670/535
Hauteur, mm	495
Poids brut, kg	225
Aspiration, pouce	2 1/8
Refoulement, pouce	1 1/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	4
Fixations mm (Ø)	381 x 305 (18.0)
Pression sonore @1m, dBA	72
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	41.5
Courant rotor bloqué, A	192
ACCESSOIRES (INCLU)	
Pressostat d'huile	Sonde OPS1

SAS :

PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	-3,0 / 48,0°C
Compresseur	D4DH-250X
Puissance frigo. kW	47,26
Puissance absorbée kW	18,72
Intensité à 400V, A	33,59
C.O.P.	2,52
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	70.8
Nombre de cylindres	4
Alésage/Course, mm	68.3/55.6
Longueur/Largeur, mm	670/535
Hauteur, mm	495
Poids brut, kg	225
Aspiration, pouce	2 1/8
Refoulement, pouce	1 1/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	4
Fixations mm (Ø)	381 x 305 (18.0)
Pression sonore @1m, dBA	72
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	41.5
Courant rotor bloqué, A	192
ACCESSOIRES (INCLU)	
Pressostat d'huile	Sonde OPS1

Tableaux de sélection : Détendeurs

Température du fluide à l'entrée du détendeur	R404A				Facteur de correction kt Température d'évaporation (°C)											
°C	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
+60	1,56	1,59	1,64	1,69	1,74	1,81	1,88	1,96	2,06	2,43	2,95	3,56	4,37	5,38	6,71	8,47
+55	1,32	1,35	1,38	1,42	1,46	1,50	1,55	1,61	1,68	1,96	2,36	2,83	3,43	4,16	5,12	6,34
+50	1,16	1,18	1,20	1,23	1,26	1,30	1,34	1,38	1,43	1,67	1,99	2,37	2,85	3,43	4,18	5,14
+45	1,04	1,05	1,07	1,10	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46	1,74	2,05	2,46	2,95	3,57	4,35
+40	0,94	0,96	0,97	0,99	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,30	1,55	1,82	2,17	2,59	3,13	3,80
+35	0,87	0,88	0,90	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,18	1,40	1,64	1,96	2,33	2,80	3,38
+30	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	1,08	1,28	1,50	1,78	2,11	2,53	3,05
+25		0,76	0,77	0,79	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1,00	1,18	1,39	1,64	1,94	2,32	2,79
+20			0,73	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,94	1,10	1,29	1,52	1,80	2,15	2,58
+15				0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,88	1,03	1,21	1,42	1,68	2,00	2,40
+10					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,83	0,97	1,13	1,34	1,58	1,88	2,25
+5						0,65	0,66	0,67	0,68	0,78	0,92	1,07	1,26	1,49	1,77	2,11
0							0,63	0,64	0,65	0,75	0,88	1,02	1,20	1,41	1,67	2,00
-5								0,61	0,62	0,71	0,83	0,97	1,14	1,34	1,59	1,90
-10									0,60	0,68	0,80	0,93	1,09	1,28	1,52	1,81
					Facteur de correction kΔp											
Δp (bar)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0
KΔp	4,55	3,21	2,62	2,27	2,03	1,86	1,72	1,61	1,52	1,44	1,37	1,31	1,26	1,21	1,14	1,07
Δp (bar)	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0
KΔp	1,02	0,97	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,69	0,67	0,66	0,64

Pour un sous refroidissement supérieur à 15 K, reportez-vous au facteur de correction de la page 188 du catalogue.

Tableau de sélection des mécanismes

	R134a		R22		R404A/R507		R407C		
Série	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Orifice
TCLE	25 MW	1,5	50HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3.5B
	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
	900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B
TJRE	11 MW	45	14 HW	58	12 SW	40	14 NW	62	X 11873-B4B
	13 MW	57	18 HW	74	14 SW	51	17 NW	80	X 11873-B5B
TERE	16 MW	71	22 HW	91	18 SW	63	21 NW	99	X 9117-B6B
	19 MW	81	26 HW	104	20 SW	72	25 NW	112	X 9117-B7B
	25 MW	112	35 HW	143	27 SW	99	33 NW	155	X 9117-B8B
	31 MW	135	45 HW	174	34 SW	120	42 NW	188	X 9117-B9B
TIRE	45 MW	174	55 HW	223	47 SW	154	52 NW	241	X 9166-B10B
THRE	55 MW	197	75 HW	253	61 SW	174	71 NW	273	X 9144-B11B
	68 MW	236	100 HW	302	77 SW	209	94 NW	327	X 9144-B13B

Température du fluide à l'entrée du détendeur °C	R404A				Facteur de correction kt Température d'évaporation (°C)										
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
+60	1,56	1,59	1,64	1,69	1,74	1,81	1,88	1,96	2,06	2,43	2,95	3,56	4,37	5,38	6,71	8,47
+55	1,32	1,35	1,38	1,42	1,46	1,50	1,55	1,61	1,68	1,96	2,36	2,83	3,43	4,16	5,12	6,34
+50	1,16	1,18	1,20	1,23	1,26	1,30	1,34	1,38	1,43	1,67	1,99	2,37	2,85	3,43	4,18	5,14
+45	1,04	1,05	1,07	1,10	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46	1,74	2,05	2,46	2,95	3,57	4,35
+40	0,94	0,96	0,97	0,99	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,30	1,55	1,82	2,17	2,59	3,13	3,80
+35	0,87	0,88	0,90	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,18	1,40	1,64	1,96	2,33	2,80	3,38
+30	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	1,08	1,28	1,50	1,78	2,11	2,53	3,05
+25		0,76	0,77	0,79	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1,00	1,18	1,39	1,64	1,94	2,32	2,79
+20			0,73	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,94	1,10	1,29	1,52	1,80	2,15	2,58
+15				0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,88	1,03	1,21	1,42	1,68	2,00	2,40
+10					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,83	0,97	1,13	1,34	1,58	1,88	2,25
+5						0,65	0,66	0,67	0,68	0,78	0,92	1,07	1,26	1,49	1,77	2,11
0							0,63	0,64	0,65	0,75	0,88	1,02	1,20	1,41	1,67	2,00
-5								0,61	0,62	0,71	0,83	0,97	1,14	1,34	1,59	1,90
-10									0,60	0,68	0,80	0,93	1,09	1,28	1,52	1,81
					Facteur de correction kΔp											
Δp (bar)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0
KΔp	4,55	3,21	2,62	2,27	2,03	1,86	1,72	1,61	1,52	1,44	1,37	1,31	1,26	1,21	1,14	1,07
Δp (bar)	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0
KΔp	1,02	0,97	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,69	0,67	0,66	0,64

Pour un sous refroidissement supérieur à 15 K, reportez-vous àu facteur de correction de la page 188 du catalogue.

Tableau de sélection des embases et train thermostatique

Orifice	Embases équerre Dimensions des raccords à braser ODF (femelle) (v. page 217) A braser/ODF		Train thermostatique
	mm	pouce	
X 22440-B1B	C 501 - 5 mm 10 x 16	C 501 - 5 3/8 x 5/8	XB1019...1B
X 22440-B2B			
X 22440-B3B			
X 22440-B3.5B			
X 22440-B4B			
X 22440-B5B	C 501 - 7 mm 12 x 16	C 501 - 7 1/2 x 5/8	
X 22440-B6B			
X 22440-B7B	A 576 mm 16 x 22 (22 x 28 ODM)	A 576 5/8 x 7/8 (7/8 x 1 1/8 ODM)	
X 22440-B8B			
X 11873-B4B	10331 22 x 22	10331 7/8 x 7/8 (1 1/8 x 1 1/8 ODM)	
X 11873-B5B			
X 9117-B6B	9153 mm 22 x 22	9153 7/8 x 7/8 (1 1/8 x 1 1/8 ODM)	XC726...2B
X 9117-B7B			
X 9117-B8B			
X 9117-B9B			
X 9166-B10B			
X 9144-B11B	9149 22 x 22	9149 7/8 x 7/8 (1 1/8 x 1 1/8 ODM)	
X 9144-B13B			