REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DR YAHIA FARES DE MEDEA

FACULTE DE TECHNOLOGIE, DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire

Présentée pour l'obtention du grade de MASTER

En : Génie Climatique

Spécialité : Génie Climatique

Par : RABIA Mohamed Salah Eddine et SIMAHDI Ilyes

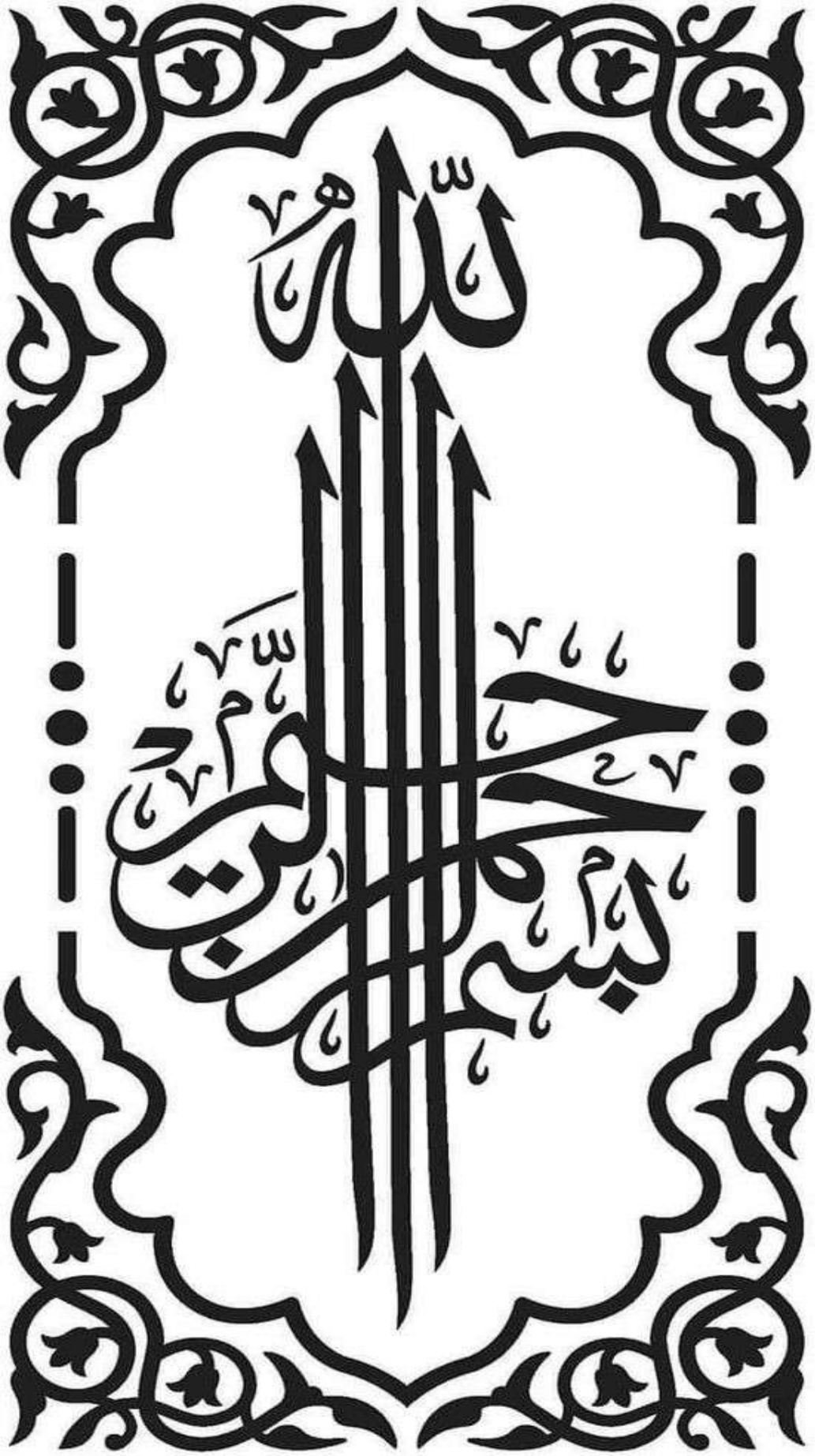
Conception et dimensionnement d'un entrepôt frigorifique

Proposé et dirigé par :

Encadreur
- **Dr.** TRIKI Zakaria

Co-Encadreur
- **Dr.** BENYEKHLEF Ahmed

2021/2022


بسم الله الرحمن الرحيم

Dédicaces

Je rends grâce à dieu de m'avoir donné le courage et la volonté ainsi que la conscience d'avoir pu terminer mes études.

Je dédie ce modeste travail :

A mes très chers parents pour toute leur tendresse et pour leurs nombreux sacrifices pour ma réussite. Que dieu les garde.

A mes amis. A tous la famille de près ou de loin.

A tous les enseignants qui ont collaboré à ma formation depuis mon premier cycle d'étude jusqu'à la fin de mon étude

RABIA Mohamed Salah Eddine

2022

Dédicaces

Je rends grâce à dieu de m'avoir donné le courage et la volonté ainsi que la conscience d'avoir pu terminer mes études.

Je dédie ce modeste travail :

A mes très chers parents pour toute leur tendresse et pour leurs nombreux sacrifices pour ma réussite. Que dieu les garde.

A mes amis. A tous la famille de près ou de loin.

A tous les enseignants qui ont collaboré à ma formation depuis mon premier cycle d'étude jusqu'à la fin de mon étude

SIMAHDI Ilyes

2022

Remerciement

Louange à Dieu, Seigneur des mondes, pour la force physique et morale accomplir ce travail.

Je souhaite adresser mes remerciements les plus

sincères et toute ma gratitude à mon encadreur

Monsieur Tricki Zakaria Maître assistant au Département de génie Mécanique et mon co-encadreur

BENYEKHLEF Ahmed, Docteur au Département de génie Mécanique.

Qui s'est toujours montré à l'écoute et très disponible

tout au long de la réalisation de ce travail.

Je le remercie Pour ses orientations, son suivi, ses

remarques judicieuses et l'aide qui m'a apportée sans

ce travail n'aura jamais vu le jour.

Je remercie également tous les enseignants qui ont contribué de prés ou de loin à

notre formation et à la réalisation de cette mémoire.

En fin je remercie tous.

Résumé

En tant que maillon central de la chaîne logistique entre la production et le commerce, l'entreposage frigorifique joue un rôle extrêmement important. L'objectif de ce travail et l'étude et le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique pour la conservation et le stockage des produits végétaux et animaux. Un bilan frigorifique sera ainsi effectué pour déterminer les puissances à installer dans chaque chambre de l'entrepôt. Ensuite, une sélection sera faite pour identifier le type de la machine frigorifique et la nature du fluide frigorigène à adopter sur la base des considérations thermodynamiques, économiques et environnementales. Enfin, une partie de ce travail sera consacré aux techniques de régulation qui permettront d'obtenir un système frigorifique efficace, fiable et répondant aux exigences de l'exploitant.
Mots clés : Entreposage frigorifique, conservation, production de froid, dimensionnement.

Abstract

As the central link in the supply chain between production and trade, cold storage plays an extremely important role. The objective of this work is the study and sizing of a cold store for the conservation and storage of plant and animal products. A refrigeration balance will thus be carried out to determine the powers to be installed in each room of the warehouse. Then, a selection will be made to identify the type of refrigerating machine and the nature of the refrigerant to be adopted on the basis of thermodynamic, economic and environmental considerations. Finally, part of this work will be devoted to control techniques that will make it possible to obtain an efficient, reliable refrigeration system that meets the requirements of the operator.
Keywords: Cold storage, conservation, cold production, sizing

ملخص

باعتباره الرابط المركزي في سلسلة التوريد بين الإنتاج والتجارة ، يلعب التخزين البارد دورًا بالغ الأهمية. الهدف من هذا العمل هو دراسة وتحجيم مخزن تبريد لحفظ وتخزين المنتجات النباتية والحيوانية. وبالتالي سيتم تنفيذ ميزان تبريد لتحديد الصلاحيات التي سيتم تركيبها في كل غرفة من المستودع. بعد ذلك ، سيتم إجراء اختيار لتحديد نوع آلة التبريد وطبيعة مادة التبريد التي سيتم اعتمادها على أساس الاعتبارات الديناميكية الحرارية والاقتصادية والبيئية. أخيرًا ، سيتم تخصيص جزء من هذا العمل لتقنيات التحكم التي ستجعل من الممكن الحصول على نظام تبريد فعال وموثوق يلبي متطلبات المشغل
الكلمات المفتاحية: التخزين البارد ، الحفظ ، الإنتاج البارد ، التحجيم

Liste des tableaux.		
Numéro	**Titre du tableau**	**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 II.5	Densité d'entreposage	31
Tableau III.1	Mur extérieur et plafond	35
Tableau III.2	Mur intérieur.	35
Tableau III.3	Porte	36
Tableau III.4	Plancher	36
Tableau III.5	La charge thermique par transmission à travers les parois de tunnel de congélation	43
Tableau III.6	La charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 01	44
Tableau III.7	La charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 02	45
Tableau III.8	La charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 03	45
Tableau III.9	La charge thermique par transmission à travers les parois de la SAS	45
Tableau III.10	Paramètres de renouvellement d'air	46
Tableau III.11	charge thermique par renouvellement d'air	46
Tableau III.12	charge thermique dès l'éclairage	49
Tableau III.13	charge thermique des personnes	50
Tableau III.14	charge thermique due aux denrées entrantes	50
Tableau III.15	charge thermique due aux respirations de denrée	51
Tableau III.16	somme des apports de chaleur de l'entrepôt	51
Tableau III.17	puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)	52
Tableau IV.1	caractéristiques de R404A	58
Tableau IV.2	Ecart de température ΔT pour le calcul température d'évaporation	59
Tableau IV.3	paramètres de fonctionnement de l'installation	60
Tableau IV.4	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 02+03).	66
Tableau IV.5	Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée	67
Tableau IV.6	Evolution du FF R404 dans le circuit frigorifique bi-étagé [TC]	70
Tableau IV.7	Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée. [Tunnel de congélation]	70
Tableau IV.8	Evolution du FF R404 dans le circuit frigorifique bi-étagé chambres 01+SAS	72
Tableau IV.9	Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée chambres 01+SAS	73
Tableau V.1	Caractéristiques géométriques des compresseurs de l'installation	76

Tableau V.2	Le dimensionnement des compresseurs de l'installation	77
Tableau V.3	Caractéristiques géométriques des condenseurs de l'installation	79
Tableau V.4	Caractéristiques géométriques des évaporateurs de l'installation	81
Tableau V.5	Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation	83
Tableau V.6	Caractéristiques du séparateur d'huile pour chaque installation	85
Tableau V.7	Caractéristiques des réservoirs de liquide pour chaque installation	86
Tableau V.8	Caractéristiques de la BRI pour l'installation bi étagée	87

Liste des figures

Numéro	Titre de lafigure	Page
Figure II.1	Vue en plan de l'entrepôt frigorifique	26
Figure II.2	Disposition des caisses à l'intérieur des chambres	29
Figure II.3	Transpalette	30
FigureIII.1	Mur extérieur et plafond	35
FigureIII.2	Mur intérieur	35
FigureIII.3	Porte	36
FigureIII.4	Plancher	36
Figure IV.1	Machine frigorifique à compression mono étagée	61
Figure IV.2	Principe de la compression bi étagée	61
Figure IV.3	Machine frigorifique à compression bi étagée à injection totale	63
Figure IV.4	Machine frigorifique à compression bé étagée à injection partielle	64
Figure IV.5	Diagramme enthalpique chambre : 02+03	65
Figure IV.6	La bouteille de refroidissement intermédiaire	67
Figure IV.7	Diagramme enthalpique Tunnel	69
Figure IV.8	Bouteille intermédiaire.	71
Figure IV.9	Diagramme enthalpique Chambres 01+SAS	72
Figure V.1	Condenseur à air ventilé	78
Figure V.2	Evaporateur à détente directe	80
Figure V.3	Détendeur thermostatique à égalisation interne	81
Figure V.4	Séparateur d'huile	84
Figure V.5	Réservoir de liquide horizontale	85
Figure V.6	Filtre déshydrateur	87
Figure V.7	Le voyant liquide	88
Figure VI.1	Schéma Fluidique d'une régulation par tirage au vide	93
Figure VI.2	Schéma de régulation tout ou rien	94
Figure VI.3	Circuit de puissance et de commande de tirage au vide automatique	96

Figure VI.4	Circuit de puissance et de commande de tirage au vide unique	98
Figure VI.5	Schéma électrique de la régulation pumpdown	98
Figure VI.6	Loi des signaux se rapportant à un moteur à 3 vitesses	99
Figure VI.7	Loi des signaux	99
Figure VI.8	Les plages de pression	100
Figure VI.9	Abaque donnant la puissance frigorifique en fonction du nombre de compresseur	101
Figure VI.10	Pressostat simple	102
Figure VI.11	Pressostat plage neutre	102
Figure VI.12	Pressostat différentiel	102
Figure VI.13	Thermostat	103
Figure VI.14	Schéma de commande du PUMP DOWN Automatique.	105
Figure VI.15	Schéma de commande du PUMP DOWN UNIQUE Améliorée	106

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	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 a 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 / unité de surface	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/m2 °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/m2 °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	°C
T_c	Température de condensation	°C
T_{ev}	Température d'évaporation	°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	m3
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	m3
M	Masse molaire du réfrigérant	g/mole

Abréviations

SAS	Salle avant stockage
PUR	Polyuréthane.
S	Sud
N	Nord
E	Este
O	Ouest
BP	Basse Pression
HP	Haute Pression

COP	Coefficient Opérationnelle de Performance
BRI	Bouteille de refroidissement intermédiaire
GWP	Potentiel d'action sur l'effet de serre
ODP	Potentiel d'altération de la couche d'ozone

Sommaire

Chapitre I : Généralités

I .1.Introduction 17
I .2.Historique de froid 17
I .2.1.Histoire de froid (Glace Naturelle) 17
I .3.Froid en Algérie 18
I .4. Conservation des aliments 18
I .4.1. Salaison 19
I .4.2. Fumage 19
I .4.3. Confisage dans la graisse 19
I .4.4. Fermentation 19
I .5. Conservation par le froid 19
I .5.1. Pré réfrigération 20
I .5.2. Réfrigération 20
I .5.3. Congélation 21
I .5.4.Surgélation (congélation rapide) 21
I .5.5. Décongélation 22
I .6. Entrepôts frigorifiques 22
I .6.1. Entrepôt d'usine 22
I .6.2. Entrepôt de commerce 22
I .6.3. Entrepôt des lieux de production 22
I .6.4. Entrepôt spéciale 22
I .6.5. Entrepôt polyvalent 23
I .7. Objectif du projet 23
I .8. Plans de travail 23

Chapitre II : Destination et conception de l'entrepôt

II.1. Introduction 25
II .2. Description et situation de l'entrepôt frigorifique 25
II.3. Données climatiques 27
II.3.1. Données climatiques extérieurs 27
II.3.2. Conditions intérieures d'entreposage 27
II.3.3. Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer 27
II.4. Tonnage des denrées à entreposer 28
II.4.1. Capacité de stockage 28
II.4.2. Calcul le nombre de caisses 29
II.4.3. Calcul de la densité d'entreposage 29

Chapitre III: Calcul du bilan frigorifique

III.1. Introduction 33
III.2. Transfert de chaleur 33
III.2.1. Modes de transfert de chaleur 33
III.2.1.1. Conduction 33
III.2.1.2. Convection 33
III.2.1.3. Rayonnement 34
III.2.1.4. Isolation thermique de l'entrepôt 34
III.3.1. Choix de l'isolant 34
III.3.2. Caractéristiques du polyuréthane 34
III.4. Choix des différentes parois 35

III.4.1. Mur extérieur et plafond 35
III.4.2. Mur intérieur 35
III.4.3. Porte 36
III.4.4. Plancher 36
III.5. Différents apports de chaleur 36
III.5.1. Apports externes 36
III.5.2. Apports internes 37
III.5.2.1. Apports dépendants des denrées 37
III.5.2.2. Apports indépendants des denrées 37
III.6. Base de calcul 37
III.6.1. Charges thermiques externes 37
III.6.1.1. Charges thermiques par transmission à travers les parois(Q_{tr}) 37
III .6.1.2. Charges thermiques par renouvellement d'air (Q_{re}) 37
III.6.1.3. Charges thermiques par ouverture des portes (Q_{op}) 38
III.7. Charges thermiques internes 39
III.7.1. Charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées 40
III.7.1.1. Charges thermiques dues à l'éclairage ($Q_{e.c}$) 40
III.7.1.2. Charges thermiques dues aux personnes ($Q_{p.e}$) 40
III.7.1.3. Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr}) 40
III.7.1.4. Charges thermiques dues aux matériels divers (Q_{md}) 40
III.8. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées 41
III.8.1. Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de}) 41
III.8.2. Charge thermique due aux respirations des denrées (Q_{resp}) 41
III.8.3. Puissances frigorifique de l'évaporateur 41
III.9. Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur $[Q_{vent}]$ 42
III.10. Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage $[Q_{dég}]$ 42
III .11. Calcul le bilan frigorifique 43
III.11.1. Calcul la charge thermique extrême 43
III.11.1.1. Charge thermique par transmission a traversé les parois 43
III.11.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air 46
III.11.1.3. Charge thermique par ouverture de porte 46
III .12. Calcul des charges thermiques internes 49
III.12.1. Charge thermique interne indépendante des denrées entreposées 49
III .12.1.1. Charge thermique de l'éclairage (Q_{ec}) 49
III .12.1.2. Charge thermique due aux personnes Q_{pe} 50
III.12.2. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées 50
III .12.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes 50
III.12.2.2. Charge thermique due aux respirations des denrées 50
III.13. Résultats sont résumés au tableau suivant 51
III.13.1. Exemple de calcul : Tunnel de congélation 51
III.13.2. Vérification de la température du SAS 52
Chapitre IV: Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques
IV.1. Introduction 55
IV.2. Choix du système de production du froid 55
IV.3. Choix du fluide frigorigène 55
IV.3.1.Critères du choix d'un bon fluide frigorigène 55
IV.3.1.1. Critères thermodynamiques 56
IV.3.1.2. Critères de sécurité 56
IV.3.1.3. Critères techniques 56
IV.4. R404A 57
IV.4.1. Généralités 57
IV.5 Principaux paramètres de fonctionnement du cycle frigorifique 58
IV.5.1 Température de condensation 58
IV.5.2 Température d'évaporation 58
IV.5.3. Pression de condensation et d'évaporation 59

IV.6. Taux de compression 59
IV.7. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres 60
IV.7.1. Machines à compression mécanique mono étagée 60
IV.7.1.1. Principe de fonctionnement 61
IV.7.2. Machine à compression mécanique bi étagée 61
IV.7.2.1. Principe fonctionnel 62
IV.7.2.2. Machine à compression mécanique bi étagée à injection totale 62
IV.7.2.2.1. Machine à compression mécanique bi étagée à injection partielle 63
IV.8. Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée 64
IV.8.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée 64
IV.8.1.1. Débit massique du fluide frigorigène 64
IV.8.1.2. Débit volumique du fluide frigorigène 65
IV.8.1.3. Puissance théorique consommée par le compresseur 65
IV.8.1.4. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur 65
IV.8.1.5. Coefficient de performance (COP) 65
IV.8.1.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation 65
IV.9. Tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (chambres 2+3) 66
IV.10. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée à injection partielle 67
IV.10.1. Bilan massique de la BRI 67
IV.10.2. L'étage Basse-pression 67
IV.10.2.1. Débit massique du fluide frigorigène 67
IV.10.2.2. Débit volumique du fluide frigorigène 68
IV.10.2.3. Puissance théorique consommée par le compresseur 68
IV.10.3. L'étage haut pression 68
IV.10.3.1. Débit massique du fluide frigorigène 68
IV.10.3.2. Débit volumique du fluide frigorigène 68
IV.10.3.3. Puissance théorique consommée par compresseur 68
IV.10.4. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur 68
IV.10.4.1. Coefficient de performance (COP) 68
IV.10.4.2. Vérification du bilan frigorifique de l'installation 68
IV.10.4.3. Tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (Tunnel de congélation) 69
IV.11. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée à injection totale 70
Chapitre V : Choix et calcul des éléments de l'installation
V.1. Introduction 75
V.2. Compresseur 75
V.2.1. Principe de fonctionnement 75
V.2.2. Dimensionnement du compresseur 75
V.2.2.1. Cylindrée "C" 76
V.2.2.2. Volume balayé (V_b) 76
V.2.2.3. Débit massique réel du fluide 76
V.2.2.4. Puissance réelle du compresseur 77
V.2.2.5. Rendement volumétrique du compresseur 77
V.2.2.6. Puissance frigorifique réelle 77
V.2.2.7. Temps réel de fonctionnement de l'installation 77
V.3. Condenseur 77
V.3.1. Condenseur à air (à ailettes) 78
V.3.2. Fonctionnement d'un condenseur à air ventilé 78
V.3.3. Dimensionnement du condenseur à air (à ailettes) 79
V.4. L'évaporateur 79
V.4.1. Fonctionnement d'un l'évaporateur 79
V.4.2. Dimensionnement des évaporateurs 80
V.5. Détendeur 81
V.5.1. Composition et le fonctionnement des détendeurs thermostatiques 81
V.5.2. Dimensionnement du détendeur thermostatique 82
V.5.2.1. Exemple de calcule : Tunnel 83

V.6. Appareils annexes de l'installation 83
V.6.1. Séparateur d'huile 83
V.6.1.1. Principe de fonctionnement du séparateur d'huile 84
V.6.1.2. Dimensionnement du séparateur d'huile 84
V.6.1.3. Exemple de calcule : Tunnel 85
V.7. Réservoir de liquide 85
V.7.1. Dimensionnement du réservoir de liquide pour les installations mono étagées 85
V.7.2. Exemple de calcule : Tunnel 86
V.8. Dimensionnement la BRI pour l'installation bi étagée 86
V.9. Filtre déshydrateur 87
V.10. Voyant liquide 87
V.10.1 Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC 88
V.11. Clapet de retenue 88
V.12. Tuyauterie et pertes de charge de l'installation 88
V.12.1. Tuyauterie de refoulement 89
V.12.2. Tuyauterie d'aspiration 89
V.13. Axonométrie de la tuyauterie 90
Chapitre VI : Régulation
VI.1.Régulation 92
VI.2. Type des régulations 92
VI.2.1. Régulation de la basse pression 92
VI.2.1.1. Principe de la régulation par tirage au vide 92
VI.2.1.1.1Régulation par tirage au vide automatique 94
VI.2.1.1.2Régulation par tirage au vide unique 97
VI.2.2. Régulation de la haute pression 98
VI.2.3. Régulation par variation de nombre de compresseur 100
VI.3. Appareils de régulation 101
VI.3.1. Pressostats 101
VI.3.1.1. Pressostat simple 102
VI.3.1.2 Pressostat plage neutre 102
VI.3.1.3. Pressostat différentiel 102
VI.3.2. Thermostats 103
VI.3.3. Régulateurs de pression de condensation 103
VI.3.4. Régulateurs de pression d'évaporation 103
VI.3.5. L'hygrostat 104
VI.3.6. Détendeur 104
VI.4. L'électricité 104
VI.5. Choix de système de régulation pour nos chambres 105
Conclusion générale 108
Références bibliographiques 109
Annexes

Chapitre I

Généralités

I.1. Introduction

La vie moderne impose le refroidissement du produit alimentaire en portant leur température au-dessus d'une certaine valeur. Cette opération permet de prolonger la durée de conservation. L'industrie du froid a une grande importance dans l'économie surtout dans les pays en voie de développement puisque l'Algérie est parmi ces pays.

Donc : on est appelé à s'intéresse sérieusement à ce domaine spécialement les grandes entreprises utilisatrices du froid telle que : SONATRACH, ENAFROID.

I.2. Historique de froid

I.2.1. Histoire de froid (Glace Naturelle) [1]

L'homme des pays tempérés s'est rapidement rendu ne compte que les denrées périssables puissent être conservées dans de bien meilleures conditions l'hiver que l'été. L'utilisation du « Froid naturel » s'est faite très tôt et aussi très longtemps puisqu'au début du 20ème siècle le marché de la glace naturelle était encore plus important que celui de la glace artificielle. La glace produite naturellement, sans machines, était :

- Soit issue, de façon permanente, de régions froides et transportée sur de longues distances.
- Soit issue, de manière discontinue, des pièces d'eau des régions tempérées gelées par le froid hivernal. Il était nécessaire de conserver cette glace dans des édifices particuliers les « Glacières » dont les parois devaient être thermiquement isolantes.
- Soit produite, toujours de manière naturelle, mais à l'instigation de l'homme, quand cela Était possible. Ainsi, dans les pays au ciel très clair, on a pu produire de la glace dans des bassins largement ouverts vers le ciel. Le rayonnement thermique de l'eau permettait, Dans certaines conditions atmosphériques, un refroidissement suffisant pour former de la glace.

Depuis longtemps, l'idée de produire artificiellement le froid avait préoccupé les chercheurs :

- En 1685 découvre les propriétés réfrigérantes du sel ammoniac.
- En 1775 Cullon produisait le froid au moyen de la machine pneumatique.
- En 1811 Leste l'obtenait en utilisant l'acide sulfurique.
- En 1834 Perkin intervenait la machine frigorifique à compression par évaporation d'éther dans le vide, transmission de froid à une saumure et retour à l'état liquide par compression.

- En 1850, Girie créait en Floride la première machine frigorifique fonctionnant par détente d'air comprimé. Ce fut, enfin en 1857 que carre conduisait la spectaculaire machine destinée aux usages industriels.
- Harles Tellier mit au point le procédé de fabrications industrielles de la glace et réaliser la première armoire conservatrice.
- En 1874 il parvenait à intéresser l'académie des sciences pour ses expériences de réfrigération des viandes. Il achetait enfin un navire de 650 tonnes qu'il baptise le frigorifique, il y installe deux machines sellier à éther méthylique.
- Il s'agira de transporter des viandes fraiches de France en Amérique du sud puis d'en ramener d'Amérique du sud en France.

Le 20 septembre 1878, le frigorifique quitte Rouen (France) avec deus bœufs en quartiers, douze carcasses de mouton, deux veaux, porc et cinquante volailles.

Ce voyage devait être d'une durée beaucoup plus longue tellière mit trois mois pour toucher bue nos aire, or la viande fut débarquée en parfaite état.

C'était la une démonstration éclatante, et en octobre 1908 à la Sorbonne, ou se tenait les premiers congres du froid, char les tellières voyait acclamé par des milliers de personnes et recevait son glorieux sur nom de père du froid.

I.3. Froid en Algérie

L'Algérie est un pays en voie de développement, le seul problème qui préoccupe ses dirigeants est bien le stockage de toutes sortes d'alimente, sans oublier le produit qui nécessitent une conservation de longue et de courte durée.

Actuellement et avec une population qui s'échelonne vers les «40 » millions d'habitants il faudrait donc prévoir de grande surface de stockage et de conservation des divers produits alimentaires.

Tous ces problèmes ont poussé les dirigeants de ce pays à planifier pour créer et implanter plusieurs projets à travers le pays et cela afin de faciliter la distribution et la commercialisation tous en respectant les normes relatives à l'hygiène et à la sécurité.

I.4. 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.4.1. 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.4.2. 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.4.3. 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.4.4. Fermentation

- **Action des bactéries**

  Les sucres, contenus dans les aliments, se combinent avec les bactéries pour donner desacides lactiques et propénoïques qui sont antibactériens.

- **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.

- **Action des moisissures**

  Associées à la fermentation, elles modifient l'aspect du produit (affinage) tout en étant antibactériennes.

I.5.Conservation par le froid

Les principales transformations des denrées par le froid sont :

I.5.1. Pré réfrigération

Tant que les produits restent chauds, ils se dégradent rapidement (viandes), ils perdent de l'eau s'ils ne sont pas emballés et évoluent vers la maturation (fruits) s'ils sont introduits directement dans la chambre froide de stockage, leur température risque de s'abaisser à un rythme très lent.

Pour éviter les évolutions néfastes, il est donc nécessaire de les refroidir aussi vite que possible avant leur entreposage ou leur expédition.

Ce refroidissement initiale, appelé souvent pré réfrigération peut être effectué de divers façons selon la nature de produit et sa destination.

- A l'eau froide dans un tunnel ou une chambre froide avec circulation forcée d'aire (carcasse, fruits).
- A l'eau glacée, par aspersion ou immersion (fruit, volailles).
- Par glaçage.
- Par procédé mixte (à la fois par l'aire froid et à l'eau glacée).

I.5.2. Réfrigération

La réfrigération consiste au maintien artificiel en dessous de la température ambiante à une température optimum pour sa conservation et ce au-dessus de son point de congélation (température supérieure à la température de congélation commerçante ou température cryoscopique). Pratiquement la température minimale en réfrigération est de 0°C.

La durée de conservation est toujours limitée, elle est fonction de la nature du produit et de la température à laquelle elle est conservée.

La réfrigération freine les phénomènes vitaux des tissus vivants, tels que ceux des fruits et légumes et des tissus morts (viandes, poissons) en ralentissant les métabolismes biochimiques.

Elle va ralentir considérablement l'évolution microbienne et les conséquences de celle-ci (putréfaction, toxines…).

Pour les produits morts tels que les viandes et les poissons, la durée pratique de conservation est d'une à quatre semaines à une température de 0°C (température assurant la conservation la plus prolongée en réfrigération) quel que soit le produit. Pour éviter le développement de bactéries pathogènes, la température doit rester inférieure à 4°C.

Pour les fruits et légumes, un compromis doit être observé entre une température basse de conservation (mais supérieure à la température de congélation) et une température assurant l'équilibre des réactions biochimiques qui sont ralenties.

Une température basse augmente la durée de conservation mais le déséquilibre des réactions biochimiques (différence de ralentissement des activés métaboliques) qui sont responsables de la vie peut entraîner des véritables maladies conduisant à la mort des organes : ce sont les maladies du froid.

Les conditions de conservation de ces produits sont données par groupes d'aliments en fonction de leur sensibilité au froid.

I.5.3. Congélation

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

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

En mode congélation, les enzymes ne sont pas détruites mais la majorité des réactions enzymatiques est annulée. Les caractéristiques organoleptiques évoluent lentement à cause de l'activité de certaines enzymes.

Les microorganismes ne sont pas tués mais le développement des germes bactériens est arrêté au-dessous de –10°C et celui des moisissures (germes fongiques) à partir de –18°C.

Les parasites tels que les larves de ténia, de mouches et d'acariens sont tués après un certain temps à basse température (2 semaines à –30°C ou 1 mois à –15°C pour les ténias).

I.5.4. Surgélation (congélation rapide)

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

La température recherchée est de l'ordre de -18°C à -20°C.

Les produits surgelés connaissent une forte expansion due entre autres à la diversification très grande des produits disponibles sur le marché.

Un des procédés utilisés en surgélation est le tunnel de congélation. Ce procédé consiste à disposer la denrée dans un courant d'air maintenu aux environs de –30°C à -40°C et à une vitesse de l'ordre de 3m/s.

Les produits surgelés sont généralement protégés par un emballage spécial approprié au produit et aux conditions d'utilisation et le produit est destiné dans la plupart des cas à la vente en l'état au consommateur.

I.5.5. Décongélation

La décongélation est comme la congélation une phase critique pour les denrées congelées.

Il est souhaitable chaque fois que cela est possible, de la conduire rapidement de façon a assuré une bonne réabsorption de l'eau de fusion de la glace, une décongélation lente s'accompagne souvent d'un certain accroissement de t'exsudation, toute fois, la vitesse de la décongélation intervient beaucoup moins dans le phénomène d'exsudation que celui de la congélation.

I.6. Entrepôts 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.6.1. 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.6.2. 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 des chaînes commerciales.

I.6.3. 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.6.4. Entrepôt spéciale

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

I.6.5. 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.7. Objectif du projet

Dans notre projet, on s'intéresse à l'étude et le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique polyvalent située dans la région de Médéa et destiné pour la conservation et le stockage des produits végétaux et animaux.

I.8. Plans de travail

Ce mémoire est structuré autour de six (06) 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. Le cinquième chapitre concerne le calcul et le dimensionnement des différents éléments du système frigorifique. Le sixième chapitre consacré aux systèmes de régulation des installations frigorifiques et leurs circuits électriques.

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

Chapitre II
Destination et conception de l'entrepôt

II.1. Introduction

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

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

II .2. Description et situation de l'entrepôt frigorifique

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

Il est constitué de Quatre (04) chambres froides et SAS :

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

Tableau (II.1) : Description des chambres froides

Chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Température (°c)	Rôle
Tunnel	3	6	6	-40	Congélation rapide
01	6	6	6	-18	Congélation
02	6	6	6	4	Réfrigération
03	6	6	6	4.5	Réfrigération
SAS	21	6	6	7	Réfrigération

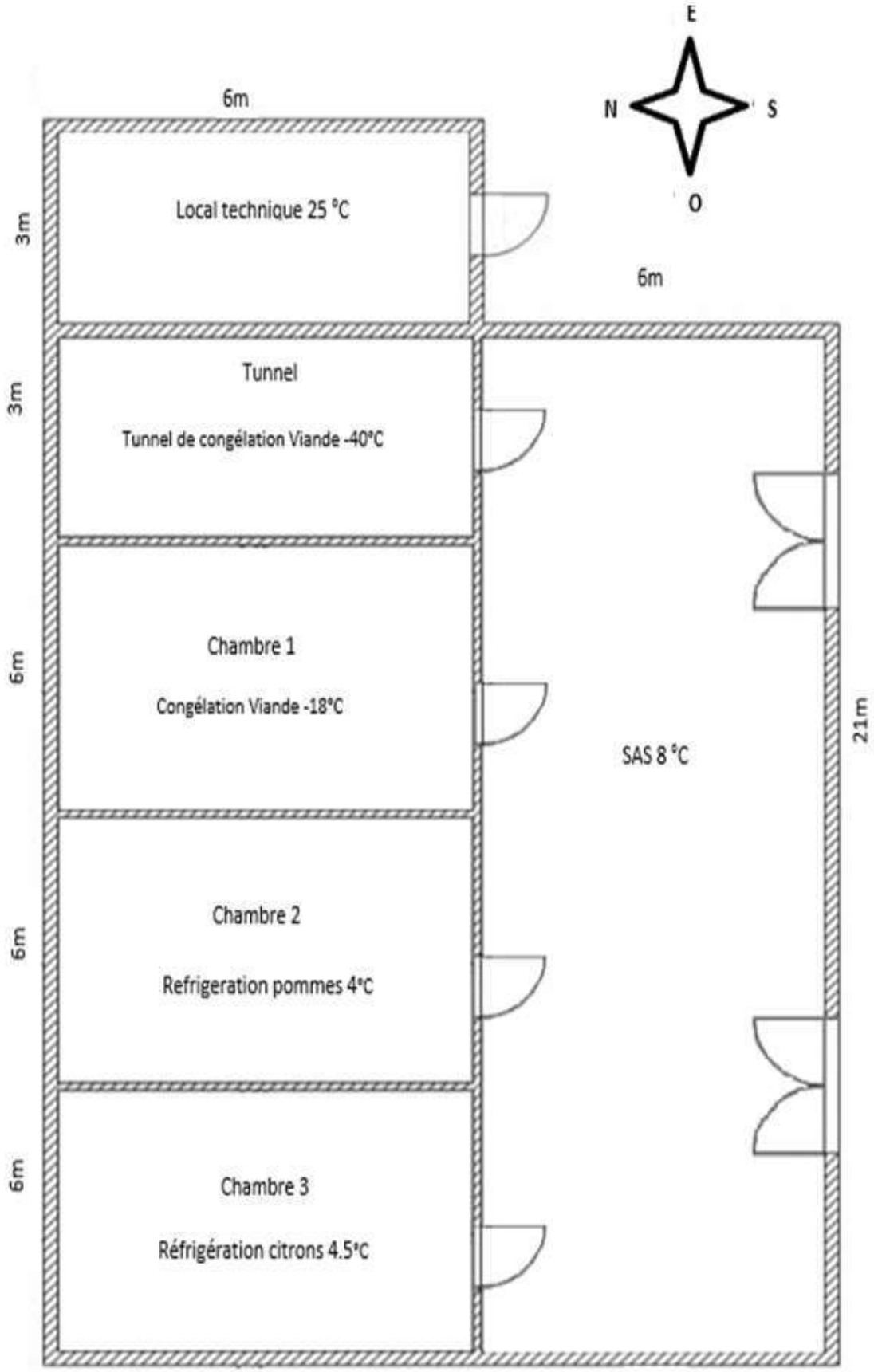


Figure (II.1) : Vue en plan de l'entrepôt frigorifique

II.3. Données climatiques

II.3.1. Données climatiques extérieurs

Suivant la carte climatique d'Algérie, la ville de Médéa est située dans la zone B. Elle est caractérisée en période Estivale par :

Tableau (II.2) : Données climatiques extérieurs

Caractéristique	Unité	Valeur
Température extérieure de bas (T_e)	°C	37
Humidité relative (φ)	%	28
Température humide (T_h)	°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 [2]

Chambre	Température (°C)	Humidité relative (%)	Vitesse de l'air (m/s)
01	-40	90	2.5
02	-18	90	2.5
03	4	95	1.5
04	4.5	90	1.5
SAS	07	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. (Congélation, Refroidissement des denrées)

Tableau (II.4) : Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés [3]				
Denrées	Température de congélation T (°C)	Chaleur massique (KJ/Kg. °k)		Chaleur latente de congélation (KJ/Kg)
		Cp avant congélation	Cp après congélation	
Viande de bœuf	-1.5	3.18	1.76	251
Pommes	-2	3.85	1.88	281
Citrons	-1.45	3.81	1.93	285

II.4. Tonnage des denrées à entreposer

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

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

Cette capacité dépend essentiellement du :

- Volume de la chambre froide.
- Mode de stockage.

II.4.1. Capacité de stockage

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

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

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

Les dimensions des caisses :

- Longueur : L = 80 cm.
- Largeur : l = 45 cm.
- Hauteur : H = 20 cm.
- Poids net : m = 2.5 Kg.

- La disposition des caisses à l'intérieures des chambres pour assurer une bonne circulation de l'air doit respecter certaines normes.
- Cette disposition est représentée sur la figure suivante :

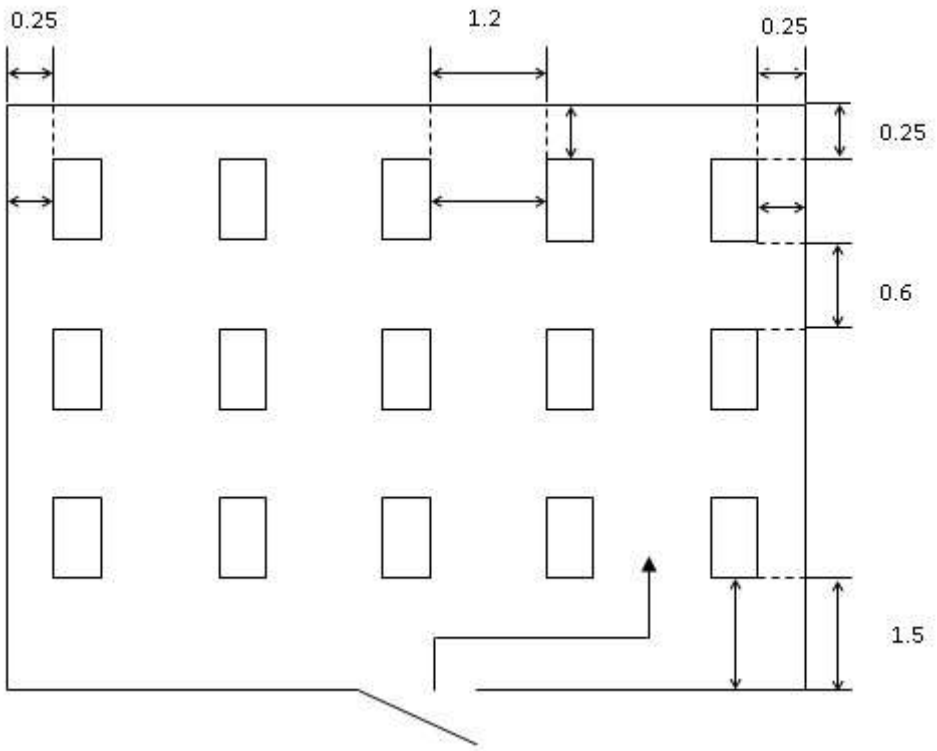


Figure (II.2) : Disposition des caisses à l'intérieur des chambres

II.4.2. Calcul le nombre de caisses

Comme exemple de calcul, on choisit la chambre01 de congélation viande.

Les dimensions de la chambre (L × l × H) = (6×6×6) m^3

- n_1 : Nombre de caisses sur la langueur de la chambre.

$0.45 \times n_1 + 1.2\,(n_1-1) + 2 \times 0.25 = 6$ m……(II.1)

$n_1 = 4$ caisses.

- n_2 : Nombre de caisses sur la largeur de la chambre

$0.8 \times n_2 + 0.6(n_2-1) + 1.5 \times 0.25 = 6$ m……(II.2)

$n_2 = 4$ caisses.

On peut mettre jusqu'à 10 caisses dans le sens de la hauteur $n_3 = 27$

N_t : Nombre total de caisses dans la chambre froide.

$N_t = n_1 \times n_2 \times n_3 = 4 \times 4 \times 27$

$N_t = 432$ caisses.

II.4.3. Calcul de la densité d'entreposage

La masse d'une caisse de poisson varie entre 30 et 20kg donc on prend la masse moyenne.

- La contenance moyenne d'une caisse est $m_c = 25$ kg
- La densité d'entreposage est :

$M_t = N_t \times m_c$

M_t=432× 25= 10800kg

M_t = 10800kg.

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

$M_j = M_t \times 10\%$ = 1080Kg/Jour = 1.080 tonne/jour.

M_j = 1.080t/j.

Le débit massique d'entreposage :

$Q_j = M_j /24$ = 1080 /24 = 45 kg/h.

Q_j = 45 kg/h.

- Deuxième mode de stockage : **Les rails**.

Le cas du tunnel de congélation :

Dimension 3 x 6 x 6 mètre.

Distance entre mur et rail = 0,5 m.

Distance entre les rails = 1.2 m.

Distance entre support = 0.9 m.

0.5 x 2 + 1.2 x (N1-1) = 3 m =>2 rails.

0.5 x 2 + 0.9 x (N2-1) = 6 m =>6 [crochets].

Le nombre total de support Ns = 2 x 6 = 12.

Chaque support contient deux crochets Nc= 12 x 2 = 24 [crochets].

La masse d'une carcasse d'un bœuf peut varier de 400 à 740kg pour notre calcul on prend 570kg.

Mt=570x 24 = 13680kg

$M_j = M_t \times 10\%$ =1368k/jour=1.368tonne/jour

Qj=1368/24 =57 kg/h.

- **Transpalettes:**

		QBA15 II	Modèle
1600	Q(kg)	Capacité de charge nominale	Caractéristiques
500	c	Distance du centre de charge	
0.75	kW	Capacité de fonctionnement du moteur	le moteur
0.8	kW	Capacité du moteur de levage	
24/75	V/Ah	Tension de batterie / capacité nominale	



Figure (II.3) : Transpalette

Tableau (II.5) : Densité d'entreposage					
Chambre	N_t caisses	M_t kg	M_j kg/j	M_j Tonne/j	Q_j kg/h
Tunnel	Nombre de Rails :2	13680	1368	1.368	57
01	432	10800	1080	1.080	45
02	432	10800	1080	1.080	45
03	432	10800	1080	1.080	45
SAS	1404	35100	3510	3.510	146.250

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 [4]

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

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 [λ = 0.043 (w/m°c)].
- Le Polyuréthane (PUR) [λ = 0.024 (w/m °c)].

III.3.2. Caractéristiques du polyuréthane

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

III.4. Choix des différentes parois [5]

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 (1.5 × 2) 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}

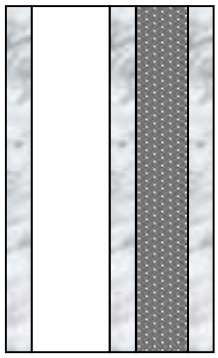


Figure (III.1) : Mur extérieur et plafond

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}

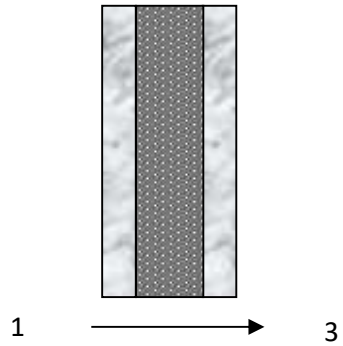


Figure (III.2) : Mur intérieur

III.4.3. Porte

Tableau (III.3) : Porte				
N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^{0}K)	Ri (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}

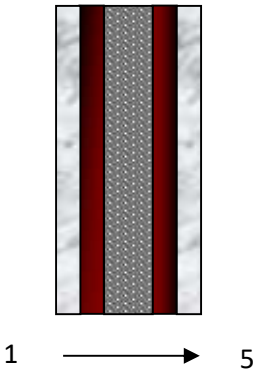


Figure (III.3) : Porte

III.4.4. Plancher

Tableau (III.4) : Plancher				
N°	Matériaux	E (m)	λ (W/m^{0}K)	Ri (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

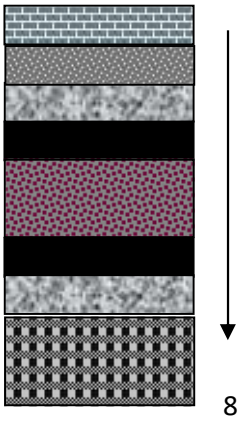


Figure (III.4) : Plancher

III.5. Différents apports de chaleur [3]

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.

- Les apports par ouvertures des portes.

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 diverses.
- Les apports dus à des machines roulantes.

III.6. Base de calcul

III.6.1. Les charges thermiques externes

Les charges thermiques externes comprennent

III.6.1.1. Charge thermique 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 :

$$\boldsymbol{Q_{tr} = K \times S \times \Delta T} \quad \text{.....(III.1)}$$

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**($w/m^{2o}k$)**.

Avec :

$$\boldsymbol{K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}}} \quad \text{.....(III.2)}$$

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 thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi en **(m^2k^o /w).**

Chaque couche de matériaux est caractérisée par son épaisseur (e) en **m** et par son coefficient de conduction thermique (λ) en **(w /m.°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 ($\Delta \grave{T}$) donnée dans le annexe (1)Donc :

$$Q_{tr} = K \times S \times (\Delta T + \Delta T') \quad \text{.....(III.3)}$$

III .6.1.2. Charge thermique 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 :

$$Q_{re} = m_{a.e} \times \Delta h \quad \text{.....(III.4)}$$

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)**.

$$\Delta h = h_{a.e} - h_{a.a} \text{.....(III.5)}$$

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

Par ailleurs, on a

Avec :

$$m_{a.e} = \frac{V_{a.e} \times \rho_{a.a}}{86400} \text{.....(III.6)}$$

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

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

$$\rho_{a.a} = \frac{\rho_\circ}{1 + \frac{t}{273.15}} \text{.....(III.7)}$$

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

$$V_{a.e} = V_{c.f} \times n \quad \text{.....(III.8)}$$

$V_{c.f}$: volume de la chambre froide **(m3).**

Avec :

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

$$n = \frac{70}{\sqrt{V_{c.f}}} \quad \text{.....(III.9)}$$

III.6.1.3. Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op})

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

$$Q_{op}=\left[8 + (0.067 \times \Delta T_p)\right] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times \sqrt{h_p\left(1 - \frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}}\right)} \times (h_{a.f} - h_{a.a}) \times C_{r.a} \quad \text{...(III.10)}$$

T_a : Températureambiante 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 froide 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 froide en **(kg/m^3).**

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

$C_{r.a}$: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 :

$$\tau_p = \frac{d_t \times f_j}{24} \text{.....(III.11)}$$

Avec :

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

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

Le flux journalier (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 :

$$C = A \times h \times d_e \times \eta_0 \text{.....(III.12)}$$

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/m³).**

$\boldsymbol{\eta_0}$: 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 Charge thermique due 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 :

$$\boldsymbol{Q_{ec} = \frac{n \times p \times \tau}{24}} \quad \textbf{(III.13)}$$

n : nombre de luminaires.

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

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

24: nombre heures dans une journée.

III.7.1.2 Charge thermique due aux personnes (Q_{pe})

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

$$\boldsymbol{Q_{pe} = \frac{i \times q_p \times \tau}{24}} \quad \textbf{(III.14)}$$

Avec :

i : ne nombre de personnes opérant dans la chambre froide.

$\mathbf{Q_p}$: 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 :

$$\boldsymbol{Q_{m.r} = \frac{n \times p \times \tau}{24}} \quad \textbf{(III.15)}$$

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. Charge thermique due aux matériels divers (Q_{md})

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

$$Q_{m.d} = \frac{i \times p \times \tau}{24} \text{.....(III.16)}$$

Avec : i : 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 dépendantes de denrées entreposées

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 :

- Dans le cas de réfrigération :

$$Q_{de} = \frac{m \times c_1 \times (t_1 - t_2)}{86400} \text{.....(III.17)}$$

- Dans le cas de congélation :

$$Q_{de} = \frac{m \times c_1 \times (t_1 - t_2) + m \times L + m \times c_2 \times (t_3 - t_2)}{86400} \text{.....(III.18)}$$

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).**

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 :

$$Q_{resp} = \frac{m \times q_{resp}}{86400} \text{.....(III.19)}$$

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 :

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

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 :

$$\boldsymbol{P_{int} = \frac{Q_{int} \times 24}{\tau_{inst}}} \text{.....(III.21)}$$

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 P_{prev} en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire.

$$\boldsymbol{P_{prev} = Q_{int} \times 1.2} \text{.....(III.22)}$$

III.9. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur (Q_{vent}).

Dans les chambres froides modernes, on utilise toujours des évaporateurs 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 :

$$\boldsymbol{Q_{vent} = \frac{n \times p \times \tau_{evap}}{\tau_{inst}}} \text{.....(III.23)}$$

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 thermique due aux résistances de dégivrage ($Q_{dég}$)

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

$$\boldsymbol{Q_{dég} = \frac{n \times p \times \tau_{dég}}{\tau_{inst}}} \text{.....(III.24)}$$

Avec :

n : nombre de résistances électriques.

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

$\tau_{dég}$:Durée journalier de dégivrage en **(h/d).**

τ_{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.

Et :

$$P_{eff} = P_{int} + Q_{vent} + Q_{dég} \text{.....(III.25)}$$

III .11. Calcul le bilan frigorifique :

III.11.1. Calcul la charge thermique extrême

III.11.1.1. La charge thermique par transmission a traversé les parois

$Q_{tr} = K \times S \times \Delta T$

- **Tunnel de congélation :**

Paroi	Coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°c)	T (interne) (°c)	différence de température (°c)	Qtr (W)
1	2,081	36	25	-40	65	4869,54
2	2,081	18	37	-40	77	2884,266
3	2,379	15	7	-40	47	1677,195
4	2,379	36	-18	-40	22	1884,168
porte	1,44	3	10	-40	50	216
plafond	2,081	18	37	-40	77	2884,266
sol	1,13	18	37	-40	77	1566,18

Q_{tr}= 15981.62w

Tableau (III.5) : La charge thermique par transmission à travers les paroisdu Tunnel de congélation

- **Calcul coefficient K de la paroi :**

- **Paroi (1) :**

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

$$K = \frac{1}{0{,}03 + 3\left(\frac{0.005}{45}\right) + \left(\frac{0{,}005}{0.023}\right) + \left(\frac{0.0045}{0.024}\right) + 0.06} = 2.081\ \mathrm{w/m^2.k}$$

- **Paroi (2) :**

$$K = \frac{1}{0{,}03+3\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0{,}005}{0.023}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.06} = 2.081\ \mathrm{w/m^2.k.}$$

- **Paroi (3) :**

$$K = \frac{1}{0{,}12+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.12} = 2.379\ \mathrm{w/m^2.k.}$$

- **Paroi (4) :**

$$K = \frac{1}{0{,}12+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.12} = 2.379\ \mathrm{W/m^2.k.}$$

- **Plafond :**

$$K = \frac{1}{0{,}03+3\left(\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0{,}005}{0.023}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.06} = 2.081\mathrm{W/m^2.k}$$

- **Sol :**

$$K = \frac{1}{0{,}03+\left(\frac{0.03}{1.05}\right)+\left(\frac{0.02}{0.87}\right)+\left(\frac{0.12}{0.002}\right)+2\left(\frac{0.002}{0.23}\right)+\left(\frac{0.02}{0.043}\right)+\left(\frac{0.01}{0.58}\right)+\left(\frac{0.3}{2.1}\right)+0.06} = 1.213\mathrm{W/m^2.K}$$

- **Porte :**

$$K = \frac{1}{0{,}12+2\left(\frac{0.005}{45}\right)+2\left(\frac{0.02}{0.15}\right)+\left(\frac{0.0045}{0.024}\right)+0.12} = 1.440\ \mathrm{W/m^2.k.}$$

➢ **Chambre № 1 :**

Paroi	Coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°c)	T (interne) (°c)	différence de température(°c)	Qtr W
4	2,379	36	-40	-18	22	1884,168
5	2,081	36	37	-18	55	4120,38
6	2,379	33	7	-18	25	1962,675
7	2,379	36	4	-18	22	1884,168
porte	1,44	3	7	-18	25	108
plafond	2,081	36	37	-18	55	4120,38
sol	1,13	36	37	-18	55	2237,4

Qtr =16317.17 w

Tableau (III.6): La charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 01

➢ **Chambre№2 :**

Paroi	coefficient (W/m².K)	Surface (m²)	T externe (°c)	T interne (°c)	différence de température(°c)	Qtr (W)
7	2,397	36	-18	4	22	1898,424
8	2,081	36	37	4	33	2472,228
9	2,397	33	7	4	3	237,303
10	2,397	36	4,5	4	0,5	43,146
porte	1,44	3	7	4	3	12,96
plafond	2,081	36	37	4	33	2472,228
sol	2,213	36	15	4	11	876,348

Qtr = 8012.637 w

Tableau (III.7): La charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 02

➢ **Chambre№ 3 :**

Paroi	Coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°c)	T (interne) (°c)	différence de température (°c)	Qtr W
10	2,397	36	4	4,5	0,5	43,146
11	2,081	36	37	4,5	32,5	2434,77
12	2,397	33	7	4,5	2,5	197,7525
13	2,397	36	37	4,5	32,5	2804,49
porte	1,44	3	7	4,5	2,5	10,8
plafond	2,081	36	37	4,5	32,5	2434,77
sol	2,213	36	15	4,5	10,5	836,514

Qtr = 8762.243 w

Tableau (III.8): La charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 03.

➢ **SAS :**

Paroi	Coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°c)	T (interne) (°c)	Différence de température (°c)	Qtr (W)
3	2,397	14	-40	7	47	1577,226
6	2,397	32	-18	7	25	1917,6
9	2,397	32	4	7	3	230,112
12	2,397	32	4,5	7	2,5	191,76
14	2,081	36	37	7	27	2022,732
15	2,081	36	37	7	27	2022,732
16	2,081	114	37	7	27	6405,318
plafond	2,081	126	37	7	27	7079,562
sol	2,213	126	15	7	5	1394,19
porte	1,44	12	37	7	27	466,56

Qtr = 23307.79 w

Tableau (III.9): La charge thermique par transmission à travers les parois de la SAS

III.11.1.2. 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)
Tunnel de congélation	108	6,736	727,4613	1,514	0,0127
1	216	4,763	1028,786	1,382	0,0165
2	216	4,763	1028,786	1,264	0,0151
3	216	4,763	1028,786	1,262	0,0150
SAS	756	2,546	1924,682	1,236	0,0275

Tableau (III.10) : Paramètres de renouvellement d'air

Alors :

Chambres	m_{ae} (Kg / s)	h_i (Kj / Kg)	h_e (Kj / Kg)	Δh (Kj / Kg)	Q_{re} (KW)	Q_{re} (W)
Tunnel	0,0127	-40	65	105	1,3385	1338,48
2	0,0165	-16,1	65	81,1	1,3346	1334,57
3	0,0151	16,02	65	48,98	0,7372	737,19
4	0,0150	16,3	65	48,7	0,7318	731,81
SAS	0,0275	23,48	65	41,52	1,1432	1143,20

Tableau (III.11) : La charge thermique par renouvellement d'air

III.11.1.3. Charge thermique par ouverture de porte

On a:

$$Q_{op} = \left[8 + \left(0.067 \times \Delta T_p\right)\right] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times A * C_{r.a}\,(\mathbf{w})$$

$$A = \sqrt{h_p\left(1 - \frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}}\right)} \times \left(h_{a.f} - h_{a.a}\right)$$

- **Tunnel de congélation :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i) = 7 - (-40) = b47^{o}c$.
- $\rho_{aa} = 1.514$ kg/m^3.
- $L_p = 1.5$ m.
- $h_p = 2$ m.
- $\rho_{ae} = 1.283$ kg /m^3.
- $h_{ae} = 17.94$kJ /kg
- $h_{aa} = -40$kJ /kg.
- $C_{r.a} = 0.25$.

- **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

Fj = 1.368*25%d_t =15 min /t.

Fj=0.342

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{0.342*15}{24}$ = 0.213min /h.

Donc:

$A = \sqrt{2 \times (1 - \frac{1.236}{1.514})} \times (23.48 + 40.04)$

A=44.482

Q_{op}= [8+ (0.067×47)]×0.213×0.342×1.5×2×49.416 × 0.25

Q_{op} =116.529w.

- **Chambre № 1 :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i)$ =7– (-18) =25°c.
- ρ_{ae} = 1.283kg/m^3.
- ρ_{aa} = 1.382kg/m^3.
- L_p =2 m.
- hp= 2 m.
- h_{ae}=23.48kj/kg.
- h_{aa}= -16.02kj /kg
- $C_{r.a}$ = 0.25.

- **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

Fj = 1.08*25%=0.27t/j d_t =15 min /t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{0.27*15}{24}$ = 0.168min /h

Donc:

$A = \sqrt{2 \times (1 - \frac{1.236}{1.382})} \times (23.48 + 16.02)$

A=20.893

Q_{op}= [8+ (0.067×25)]×0.168×1.382×1.5×2×26.780 × 0.25

Q_{op}=35.356w

- **Chambre№2 :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i)$ =7 –4= 3°c.
- P_{aa} = 1.264 kg/m^3.

- L_p =1.5 m.
- h_p= 2 m.
- ρ_{ae}= 1.283kg /m^3.
- h_{ae}=17.94KJ/kg
- h_{aa}=16.02 KJ /kg.
- $C_{r.a}$ = 1.

➢ **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

f_j = 1.08*25%=0.27 t /j d_t =6 min /t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{0.278*6}{24}$ = 0.0675min /h.

Donc:

$A = \sqrt{2 \times (1 - \frac{1.236}{1.264})} \times (23.48 - 16.02)$

A=5.057

Q_{op}= [8+ (0.067×3)]×0.0675×1.264×1.5×2×5.057 × 1

Q_{op} = 11.892 w.

➢ **Chambre№3 :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i)$ =7 –4.5= 2.5°c.
- ρ_{aa} = 1.262 kg/m^3.
- L_p =2 m.
- h_p= 2 m.
- ρ_{ae} = 1.236kg /m^3.
- h_{ae}=17.48 kj/kg
- h_{aa}=16.30kj /kg.
- $C_{r.a}$ = 1.

➢ **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

Fj = 1.08*25%=0.27 t /j d_t =6 min /t.

Alors :

$\tau_p = \frac{fj * dt}{24} = \frac{0.27*6}{24}$ = 0.0675min /h.

Donc:

$A=\sqrt{2\times(1-\frac{1.236}{1.262})}\times(23.48-16.30)$

A=4.635

Q_{op}= [8+ (0.067×2.5)]×0.0675×1.262×1.5×2×3.234 × 1

Q_{op} = 11.278W.

- **SAS :**

- Δt_p= (t_e - t_i) =37 –7= 30°c.
- ρ_{aa} = 1.236kg/m^3.
- L_p =6 m.
- h_p= 2 m.
- ρ_{ae}= 1.119kg /m^3.
- h_{ae}=65 kJ/kg
- h_{aa}=17.48kJ /kg.
- $C_{r.a}$ = 0.25.

- **Calcul τ_p :**

Donc le flux journalier de marchandise :

F_j = 3.510*25%=0.877 t /j d_t =6 min /t.

Alors :

$\tau_p=\frac{fj*dt}{24}=\frac{0.877*6}{24}$ = 0.219min /h.Donc:

$A=\sqrt{2\times(1-\frac{1.199}{1.236})}\times(65-23.48)$

A = 27.387

Q_{op} = [8+ (0.067×30)]×0.219×1.236×6×2×29.690 × 0.25

Q_{op} = 218.404w.

III .12. Calcul des charges thermiques internes

III.12.1. Charge thermique interne indépendante des denrées entreposées :

III .12.1.1. Charge thermique de l'éclairage (Q_{ec})

Chambre	Puissance surfacique (P_S)	Surface de Sol (S_{Sol})	Q_{ec}
Tunnel	6	18	108
1	6	36	216
2	6	36	216
3	6	36	216
Sas	6	126	756

Tableau (III.12) : La charge thermique dès l'éclairage.

III .12.1.2 Charge thermique due aux personnes Q_{pe}

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

Chambres	Nombre de personne(i)	q_p (W)	Durée de fonctionnement (τ) (h/d)	Q_{pe} (W)
Tunnel	5	510	8	850
1	5	378	8	630
2	5	246	8	410
3	5	243	8	405
Sas	5	204	8	340

Tableau (III.13) : La charge thermique des personnes.

III.12.2. Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées

III .12.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes

$C_{(citron)}$ =3, 81 KJ/Kg.K, $C_{(pomme)}$ =3, 85 KJ/Kg.K

$C_{(viande)}$= 3,22 KJ/Kg.K, $C_{(congélation\ viande)}$ = 3, 22 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)
Tunnel	1368	7	40-	47	3,22	2,396	2396,22
1	1080	7	18-	25	3,22	1,006	1006,25
2	1080	7	4	3	3,5	0,13125	131,25
3	1080	7	4,5	2,5	3,81	0,1190625	119,063
Sas	-	-	-	-	-	-	-

Tableau (III.14) : La charge thermique due aux denrées entrantes

III.12.2.2. Charge thermique due aux respirations des denrées

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

Données:

- $q_{res\ (citrons)}$ = 103KJ/T.h,
- $q_{res(pommes)}$ = 175 KJ/T.h.

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

Chambre	Masse de marchandises(t)	Chaleur de respiration (KJ /t. d)	Q_{resp} (KW)	Q_{resp} (W)
Tunnel	–	–	–	–
1	–	–	–	–
2	1.08	175	0.0525	52.5
3	1.08	103	0.0309	30.9
Sas	–	–	–	–

Tableau (III.15) : La charge thermique due aux respirations de denrée

III.13. Résultats sont résumés au tableau suivant

Tableau (III.16) : La somme des apports de chaleur de l'entrepôt

Chambre	Tunnel	1	2	3	SAS
Q_{tr}(W)	15981,62	16317,2	8012,64	8762,243	23307,79
Q_{re}(W)	1338,48	1334,57	737,19	731,81	1143,2
Q_{op}(W)	116,529	35,356	11,892	11,278	218,404
Q_{ec}(W)	108	216	216	216	756
Q_{pe}(W)	850	630	410	405	340
Q_{mr}(W)	0	0	0	0	0
Q_{resp}(W)	0	0	52,5	30,9	0
Q_{de}(W)	2396,2	1006,25	131,25	119,063	0
Q_{int}(W)	20790,829	19539,3	9571,47	10276,29	25765,394
Q_{int}(W)	27721,105	26052,5	14357,2	15414,44	38648,091
$Q_{prév}$ (KW)	33,265326	31,263	17,2286	18,49733	46,377709

III.13.1 Exemple de calcul : Tunnel de congélation

Les évaporateurs cubiques ventilés de la gamme NK sont destinés aux applications industrielles de réfrigération, de conservation ou de congélation. Les 187 modèles de base de la gamme couvrent une plage de puissance de **6 à 130 kW**.

$Q_{vent} = 2 \times 1.9 \times 18 / 18 = 3.8KW.$

$Q_{dég} = 2 \times 13.2 \times 1.33 / 18 = 1.95KW$

Donc on aura la puissance effective de l'évaporateur.

$Q_{0effective} = 28.093 + 1.95 + 3.8 = 36.343$ KW pour le Tunnel de congélation.

Les résultats des autres chambres au tableau suivant :

Tableau (III.17) : La puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)

Chambre	$Q_{prévi}$ (kW)	Type d'évaporateur	Puissance des résistances n × P (kW)	Puissance des ventilateurs n × P (kW)	Q_{0int} (kW)	Q_{vent} (kW)	$Q_{dég}$ (kW)	Q_{0eff} (kW)
Tunnel de congélation	33,265	NKH 2x6D B1 S	2 × 13.2	2 × 1,9	28,093	3,8	1.95	39.015
01+SAS	77,263	3C-A 4364 C	3 × 9.72	9 × 0.5	64.673	4.5	2.15	71.323
02+03	35.725	3C-A 4264 R	0	4 × 0,5	30.933	2	0	37.725

III.13.2. Vérification de la température du SAS

$$\sum_{i=1}^{n} Qentrant = \sum_{i=1}^{n} Qsortant \text{.....(III.26)}$$

$$\sum K_e \times S_e(T_{eq} - T_X) = \sum K_i \times S_i(T_X - T_i) \text{.....(III.27)}$$

- K_e: Coefficient de transfert de chaleur global du mur extérieur.
- K_i : Coefficient de transfert de chaleur global du mur intérieur.
- S_e : La surface des murs extérieurs.
- S_i : La surface des murs intérieurs.

		S	K	ΔT
Tunnel de congélation	Mur intérieur	18	2,379	Tx+40
	Porte	3	1,44	Tx+40
Chambre1	Mur intérieur	36	2,379	Tx+18
	Porte	3	1,44	Tx+18
Chambre2	Mur intérieur	36	2,379	Tx-4
	Porte	3	1,44	Tx-4
Chambre3	Mur intérieur	36	2,379	Tx-4,5
	Porte	3	1,44	Tx-4,5

Σ Q sortants =42.822×(Tx+40) +4.32×(Tx+40) + 85.644×(Tx+18) +4.32×(Tx+18)

+85.644×(Tx-4) +4.32×(Tx-4) + 85.644×(Tx -40.5) +4.32×(Tx-4.5)

=317.034 ×Tx+ 2740.338

	S	K	ΔT
Mur extérieur (E)	36	2.081	37-Tx
Mur extérieur(O)	36	2.081	37-Tx
Mur intérieur(S)	114	2.081	37-Tx
Porte	12	1,44	37-Tx
plafond	126	2.081	37-Tx
Plancher	126	2.213	15-Tx

ΣQentrant = 2×74.916×(37-Tx) + 237.234×(37-Tx) + 17.28× (37-Tx) + 278.838×(15-Tx) + 262.206×(37-Tx)

=28844.99-945.39T_x

Σ Q entrant= Σ Q sortants

28844.99-945.39×Tx =317.034 ×Tx + 2740.338

T_x=26504.42/1230.12

T_x= 21.54621[°C]

Remarque : On suppose que la température de la SAS est égale à (7°C).

Chapitre IV

Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques

IV.1. Introduction

Le procédé le plus utilisé dans la production du froid est par évaporation de fluide (les machines frigorifiques à compression de vapeur), car il montre une satisfaction des besoins soit commerciaux, industriels ou domestiques.

On connait deux types d'installations :

- **Les installations centralisées**

  La production est assurée par une seule machine de puissance suffisante pour la couverture des besoins.

- **Les installations décentralisées**

  Ici, chaque chambre a son propre groupe, si on a une grande chambre on peut la refroidir par plusieurs groupes en parallèles ou en séries.

IV.2. Choix du système de production du froid

80% d'installations dans le monde sont à compression de vapeur car il est très fiable et performant grâce aux moteurs et aux compresseurs.

- L'énergie mécanique est nécessaire pour le fonctionnement de la machine à Compression de vapeurs.
- L'installation à compression de vapeur est diatherme (Deux sources froides et chaudes).
- Pour un bon COP (coefficient de performance), il faut choisir le type de refroidissement des condenseurs (Eau, Air, Mixte) et le type de détente (directe ou indirecte) les condenseurs sont refroidis par l'air extérieur et les évaporateurs sont alimentés par la détente directe du fluide frigorigène.

IV.3. Choix du fluide frigorigène

Les Fluides Frigorigènes (FF) sont des substances qui évoluent dans le circuit d'une machine frigorifique et qui grâce à un phénomène endothermique consistant en un changement d'état faisant passer la substance de l'état liquide à l'état gazeux dans un évaporateur, permet de produire du froid par retrait de chaleur, celle-ci étant évacué hors de la machine par un phénomène exothermique consistant à un changement d'état inverse du précédent, c'est-à-dire faisant passer la substance de l'état gazeux à l'état liquide.

IV.3.1. Critères du choix d'un bon fluide frigorigène

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

- Critères thermodynamiques.
- Critères de sécurité
- Critères techniques.
- Critères économiques.
- Critères écologique (l'action sur l'environnement).

Les points énumérés ci-dessus se résument comme suit :

IV.3.1.1. Critères thermodynamiques

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

IV.3.1.2. 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.3.1.3. 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.4. R404 A

IV.4.1. Généralités

Le R404A est une composition de R143a, R125 et de R134a. Il fait partie des fluides zéotropes (série des R400, à l'opposé des fluides azéotropes de la série R500), qui ne se comportent pas comme des fluides homogènes lors de la condensation respectivement l'évaporation les différentes composantes peuvent changer d'état de manière indépendante.

- **Caractéristiques techniques**

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

- **Caractéristiques environnementales**

Le R404A n'a pas d'effet direct sur la couche d'ozone. Du a l'utilisation de Rl43a et de R125, deux fluides à fort potentiel d'effet de serre, le R404A est cependant un réfrigérant à valeur.

GWP très élevée. Son impact direct sur l'effet de serre, bien que plus réduit par rapport à celui de la consommation énergétique, est plus important que la plupart des réfrigérants de type HFC.

Les conclusions concernant son effet d'acidification ainsi que son impact sur la création d'ozone troposphérique sont identiques à celles du R134a.

- **Contraintes légales**

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

Tableau IV.1: Caractéristiques de R404A. **[6]**	
	R404A
Nom chimique / Composition	R125 – R134a – R134a (52% / 44% / 4%)
Type	Mélange zéotropes (HFC)
Masse molaire [g/mol]	97,60
Température critique [°C]	72.1
Pression critique [bar]	37.3
Plage d'application de température [°C]	-45 à 0
Compatibilité avec les métaux	Alliages de plomb, de zinc et d'aluminium avec plusde 2% de masse de magnésium devaient être évités.
Compatibilité avec les huiles	Huiles synthétiques type POE.
Phrases R	Non classé comme préparation dangereuse.
Phrases S	Non classé comme préparation dangereuse
ODP [kg R11-équiv]	0
GWP $_{100}$ [kg CO_2-équiv]	3800
Acidification [kg SO_x-équiv]	Sans indication
POCP [kg Ethylène-équiv]	0
Groupe de sécurité	A1/A1
Valeur MAK [ppm]	500
Autorisation d'exploitation	Utilisation par l'administration de limitéel'environnement

IV.5. Principaux paramètres de fonctionnement du cycle frigorifique

IV.5.1. Température de condensation

On a un condenseur à air, la température est calculée par la relation suivante :

$$\boldsymbol{T_C = T_{ec} + \Delta T_{ech} + \Delta T_{ped}} \text{.....(IV.1)}$$

T_c : Température de condensation.

ΔT_{ech} : Température d'échauffement [3 à 8].

ΔT_{ped} : l'écart de pincement du condenseur [5 à 10].

IV.5.2. Température d'évaporation

La machine frigorifique est à détente directe (l'évaporateur est place à l'intérieur de 1a chambre froide), dont la température d'évaporation est inférieure à celle de la chambre froide. On peut calculer la température d'évaporation à partir de la relation suivante :

$$\boldsymbol{T_{ev} = T_i - \Delta T} \text{ ..... (IV.2)}$$

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.2: Ecart de température ΔT pour le calcul température d'évaporation. [7]

L'écart de température		
Ti (°C)	φ (%)	ΔT (°C)
> -12	91÷95	7÷8
	86÷90	8÷9
	81÷85	9÷10
	76÷80	10÷11
	70÷75	11÷12
< -12	∀φ	6

IV.5.3. Pression de condensation et d'évaporation

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

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

IV.6. Taux de compression

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.

$$\tau_{comp} = \frac{P_C}{P_{ev}} \quad \text{.....(IV.3)}$$

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

$$P_i = (P_{ev} \times P_C)^{\frac{1}{2}} \quad \text{.....(IV.4)}$$

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

Exemple de calcul :

Chambre 01 : [T_i = -18 °c, T_e = 37 °c] :

La température de condensation [$\Delta T_{éch}$ = 4 °c, ΔT_p = 6°c] :

- $T_c = T_e + \Delta T_{éch} + \Delta T_p$
- $T_c = 37 + 4 + 6 = 47$ °c

La température d'évaporation [φ= 90%, ΔT_p =10 °c] :

- $T_{ev} = T_i - \Delta T_p$
- $T_{ev} = -18 - 6 = -24$ °c

A partir du diagramme enthalpique [P-H], on obtient :

- P_{ev} = 2.598 [bar]
- P_c = 21.424 [bar]

Calcul le taux de compression :

- $\tau_{comp} = Pc/Pev = 21.424 / 2.598 = 8.24$

Le taux de compression est supérieur à 8 donc la machine utilisé est mono-étagée.

Calcul de la pression intermédiaire Pi :

- $Pi = (P_{ev} \times P_c)^{1/2} = (2.598 \times 21.424)^{1/2} = 7.447$ [bar]

Tableau (IV.03) : Paramètres de fonctionnement de l'installation

Chambre	T_{ev} (°c)	T_c (°c)	P_{ev} (bar)	P_c (bar)	τcomp	Nombre d'étage	P_i (bar)
Tunnel	-46	47	1,006	21,424	21,29622	Bi-étagée	4,641
1	-24	47	2,598	21,424	8,246343	Bi-étagée	7,461
2+3	-4	47	5,299	21,424	4,043027	Mono-étagée	/
SAS	-1	47	5,839	21,424	3,669121	Mono-étagée	/

IV.7. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres

A partir des calculs on a choisi pour notre projet :

Trois machines à compression mécanique mono étagée et deux machines à compression mécanique Bi-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:

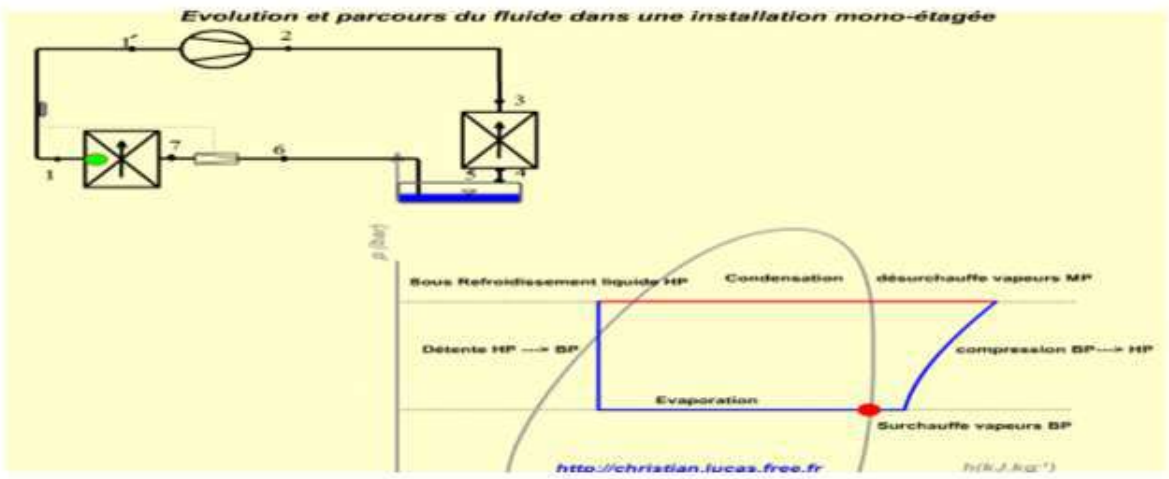


Figure (IV.1) : Machine frigorifique à compression mono étagée

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 Qc 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. Machine à compression mécanique bi étagée

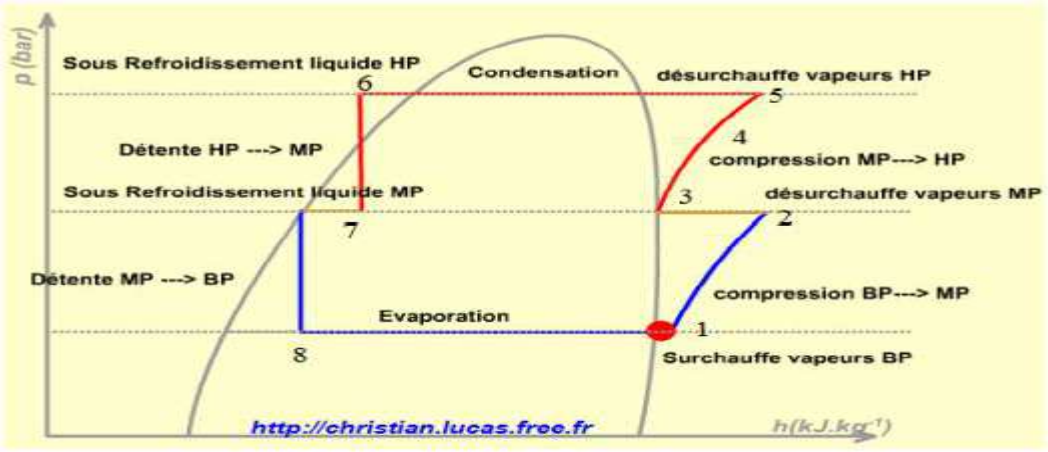


Figure (IV.2) : Principe de la compression bi étagée

1. aspiration basse pression.
2. compresseur basse pression.
3. bouteille de refroidissement intermédiaire.
4. aspiration haute pression.
5. compresseur haute pression.
6. refoulement haute pression.
7. injection de liquide pour désurchauffé les vapeurs comprimées basse pression.
8. utilisation basse pression.

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 cas du cycle a injection totale, de la température à laquelle on désire utiliser le froid produit à cet étage de l'installation.

IV.7.2.2. Machine à compression mécanique bi étagée à injection totale

Dans ce type de fonctionnement, la totalité du liquide frigorigène est détendue dans la bouteille intermédiaire qui sert alors de bouteille séparatrice de liquide pour les évaporateurs travaillant à la pression intermédiaire et qui sont alors alimentés par gravité ou par pompe à liquide.

La partie de liquide restant dans la bouteille sert à alimenter les détendeurs des évaporateurs de l'étage bas pression.

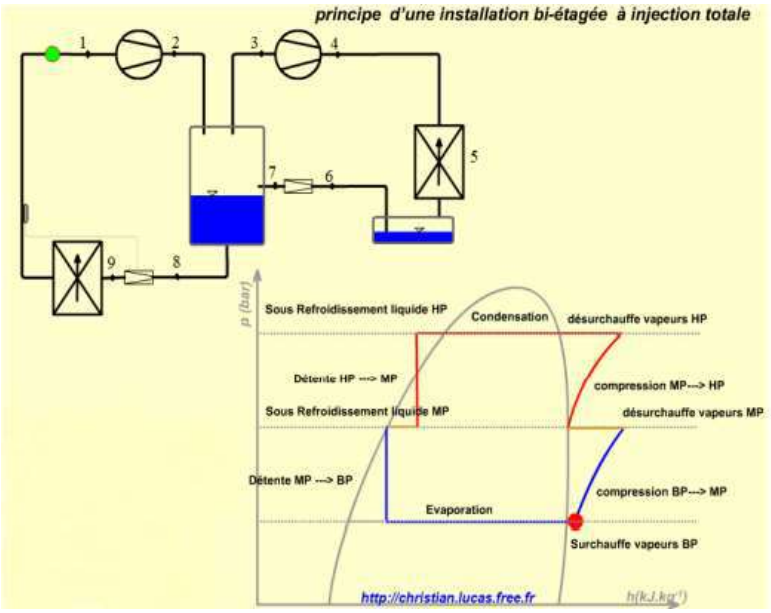


Figure (IV.3) : Machine frigorifique à compression bi étagée à injection totale

Le cycle suivi par le fluide est le suivant :

Aspiré dans l'état 1 à l'étage basse pression le fluide, après été comprimé (état 2) et désurchauffé (état 3) Est admis à l'étage haute pression et comprimé (état 4). Il est condensé (état5) et sous refroidi (état 6) avant d'être détendu en totalité (état 7) dans la bouteille intermédiaire. De cette bouteille il est acheminé d'une part par gravité (ou par pompe) aux évaporateurs de l'étage haute pression d'où il est ré aspiré (état 3); et d'autre part l'état 8, aux détendeurs D2 qui alimente par injection directe ou par l'intermédiaire d'un séparateur de liquide, les évaporateurs de l'étage basse pression (état 9); les vapeurs produites étant aspirés par l'étage basse pression dans l'état 1.

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

IV.7.2.2.1. Machine à compression mécanique bi étagée à injection partielle

Le schéma frigorifique d'une telle installation est représentée par la Figure ci-dessous et le cycle thermodynamique sur le diagramme enthalpique.

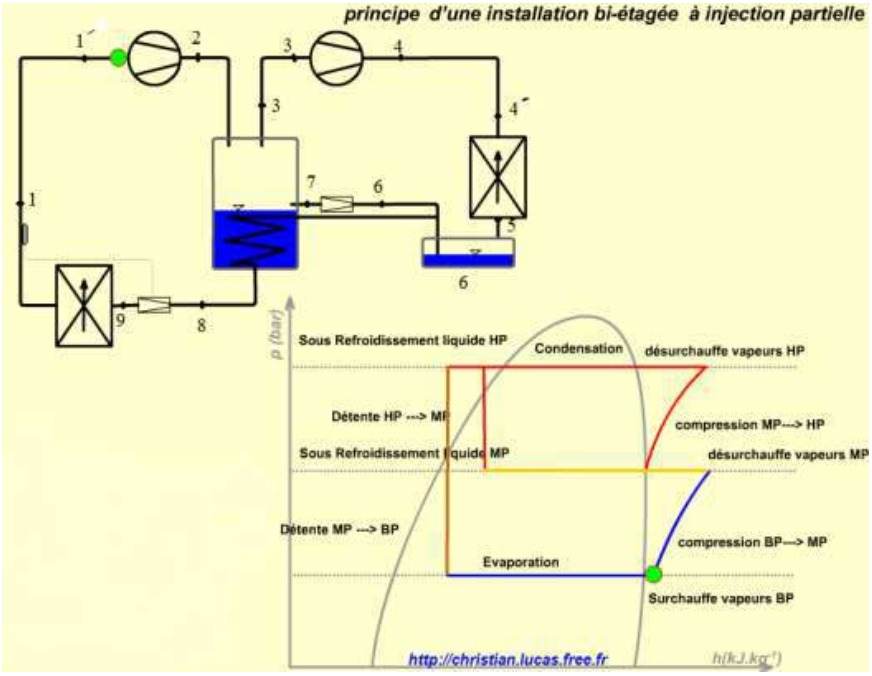


Figure (IV.4) : Machine frigorifique à compression bé étagée à injection partielle

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 T3 à laquelle il est admis à l'étage haute pression (état 4) pour être admis au condenseur ou il se condense (état 5) et éventuellement se sous-refroidi (état 6).

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

Remarque : pour notre cas on a choisir la compression bé étagée à injection partielle.

IV.8. Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée

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.8.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée

IV.8.1.1. Débit massique du fluide frigorigène

Le débit massique du fluide frigorigène est le rapport de la puissance effective de l'évaporateur par la puissance frigorifique massique.

$$Q_m = \frac{H1}{(H4)} \text{.....(IV.5)}$$

Q_m : débit massique du fluide frigorigène.

Qo : puissance effective de l'évaporateur.

H1' : l'enthalpie au point 1'.

H7 : l'enthalpie au point 7.

IV.8.1.2. Débit volumique du fluide frigorigène

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur est le produit entre le débit massique et le volume spécifique.

$$Q_V = Q_m \times V1 \text{.....(IV.6)}$$

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

V1' : volume spécifique au point 1'.

IV.8.1.3. Puissance théorique consommée par le compresseur

La puissance théorique consommée par le compresseur est le produit entre le débit massique et la variation enthalpique de l'aspiration et le refoulement du compresseur.

$$P_{th} = Q_m \times (H2 - H1) \text{.....(IV.7)}$$

P_{th} : puissance théorique consommée par le compresseur.

H2 : l'enthalpie au point 2.

IV.8.1.4. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$$Q_C = Q_m \times (H2 - H4) \text{.....(IV.8)}$$

Qc : quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

H5 : l'enthalpie au point 5.

IV.8.1.5. Coefficient de performance (COP)

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

$$COP = \frac{Q_0}{Q_{th}} \text{.....(IV.9)}$$

IV.8.1.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation

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

La somme de la puissance effective de l'évaporateur et la puissance théorique du compresseur égale la quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

$$Q_0 + P_{th} = Q_C \text{.....(IV.10)}$$

IV.9.Tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (chambres 2+3)

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

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

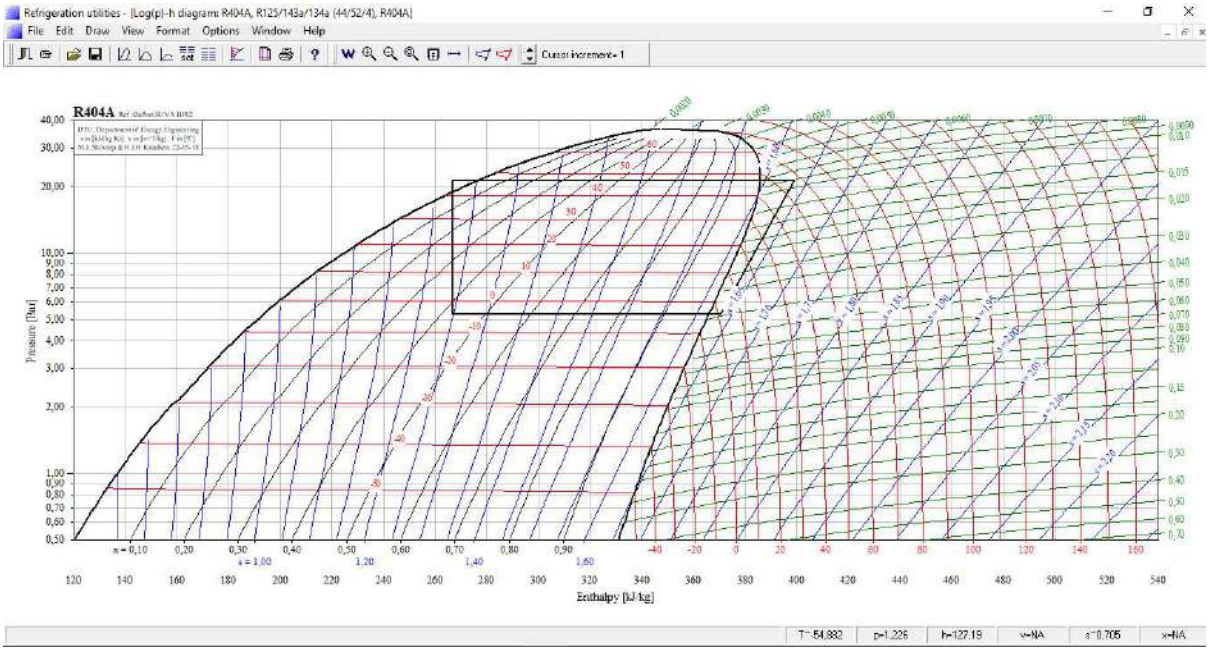


Figure (IV.5) : Diagramme enthalpique chambre : 02+03

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 02+03) ; sont tiré par la figure précédente :

Tableau (IV.04) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 02+03)

points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume Spécifique (m^3/kg)	Titre de vapeur
01	Vapeur surchauffée	1.087	5.299	370.503	0.038	/
02	Vapeur surchauffée	57.133	21.424	398.997	0.009	/
03	Liquide sous-refroidi	41.735	21.424	266.975	/	/
04	Liquide + Vapeur	/	5.299	266.975	/	/

On remarque que : le taux de compression de (Chambre : 02+03 et SAS) est :

τ_{comp} = (4.06, 3.86).

Tableau (IV.05) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée							
Chambre	**Q_o (kW)**	**Q_m (Kg/s)**	**Q_v (m3 / Kg)**	**P_{th} (KW)**	**Q_c (KW)**	**$Q_o + P_{th}$ (KW)**	**COP**
02+03	37.7	0.365	0.013	10.376	48.188	58.564	3.63

IV.10. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée à injection partielle

Dans ce type d'installation (bi étagée) on à trois débits différents un pour l'étage basse pression et le deuxième pour l'étage haute pression et le troisième pour l'étage intermédiaire.

Pour effectuer le calcul du bilan frigorifique il faut d'abord déterminer les débits massiques de l'installation. Donc on doit faire un bilan massique de la bouteille de refroidissement intermédiaire.

IV.10.1. Bilan massique de la BRI

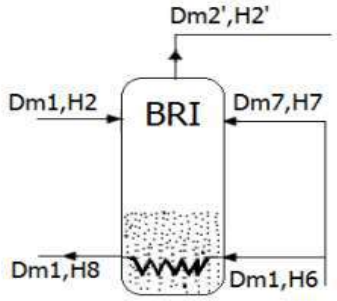


Figure (IV.6) : la bouteille de refroidissement intermédiaire.

Il faut établir le bilan massique de telle façon que la somme des débits entrants égale à celle des débits sortants.

$$Q_{m1} + Q_{m7} = Q_{m2'} \quad \text{.....(IV.11)}$$

Qm1 × H8 + Qm2' × H2' = Qm1 × H2 + Qm1 × H6 + Qm7 × H7

Qm1 × H8 + Qm2' × H2' = Qm1 × H2 + Qm1 × H6 + H7 × (Qm2' – Qm1)

Qm1 × (H8 + H7 – H2 – H6) = Qm2' × (H7 – H2')

$$Q_{m2'} = Q_{m1}\left[\frac{(H2-H8)}{(H2'-H7)}\right] \quad \text{.....(IV.12)}$$

IV.10.2. L'étage Basse-pression

IV.10.2.1. Débit massique du fluide frigorigène

Il est calculé par la relation suivante :

$$Q_{m1} = \frac{Q_0}{(H1-H9)} \quad \text{.....(IV.13)}$$

IV.10.2.2. Débit volumique du fluide frigorigène

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur est calculé par la relation suivante.

$$Q_{V1} = Q_{m1} \times V_{1'} \quad \text{(IV.14)}$$

IV.10.2.3. Puissance théorique consommée par le compresseur

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$$P_{th1} = Q_{m1} \times (H2 - H1') \quad \text{(IV.15)}$$

IV.10.3. L'étage haut pression

IV.10.3.1. Débit massique du fluide frigorigène

Il est calculé par la relation suivante :

$$Q_{m2'} = Q_{m1}\left[\frac{(H2-H8)}{(H2'-H7)}\right] \quad \text{(IV.16)}$$

IV.10.3.2. Débit volumique du fluide frigorigène

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par compresseur haute pression est calculé par la relation suivante :

$$Q_{V2} = Q_{m3} \times V_3 \quad \text{(IV.17)}$$

IV.10.3.3. Puissance théorique consommée par compresseur

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$$P_{th2} = Q_{m2} \times (H3 - H2') \quad \text{(IV.18)}$$

IV.10.4. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$$P_C = Q_{m2} \times (H3 - H6) \quad \text{(IV.19)}$$

IV.10.4.1. Coefficient de performance (COP)

Le coefficient de performance est le rapport de la puissance effective de l'évaporateur par la puissance théorique consommée par les deux compresseurs.

$$COP = \frac{Q_0}{(Pth1-Pth2)} \quad \text{(IV.20)}$$

IV.10.4.2. Vérification du bilan frigorifique de l'installation

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

La somme de la puissance effective de l'évaporateur et la puissance théorique du compresseur basse et haute pression égale la quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

$$Q_C = Q_0 + P_{th1} + P_{th2} \quad \text{(IV.21)}$$

- **Calcul de l'erreur :**

On doit calculer l'erreur à partir de la relation suivante, et le résultat obtenu ne doit pas dépasser les 5 %.

Erreur = $[[(Q_0 + Pth1 + Pth2) – Q_c] / (Q_0 + Pth1 + Pth2)] \times 100$ [%]

Le tracé du cycle frigorifique des machines utilisées :

La surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur peut atteindre la valeur de 5 °c et 5°c à la ligne d'aspiration. Surchauffe : 9 °c / Sous refroidissement : 5°c.

- **Calcul du Q0m et W_{th} :**

Le travail fourni est égal à la différence d'enthalpie :

$W_{th} = \Delta h = H2 - H1$

$Q_{0m} = \Delta h = H1 – H6$.

IV.10.4.3. Tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (Tunnel de congélation)

On a choisi la machine frigorifique à compression mécanique à injection partielle. Le fluide frigorigène à l'état de vapeur saturé (état 1) aura une surchauffe à partir de la sortie de l'évaporateur jusqu'à l'entrée du compresseur au point 1', cette surchauffe peut atteindre la valeur de 5 °C. Le sous refroidissement s'effectue a la sortie du condenseur et dans la BRI d'une valeur égale à 5 °C environ.

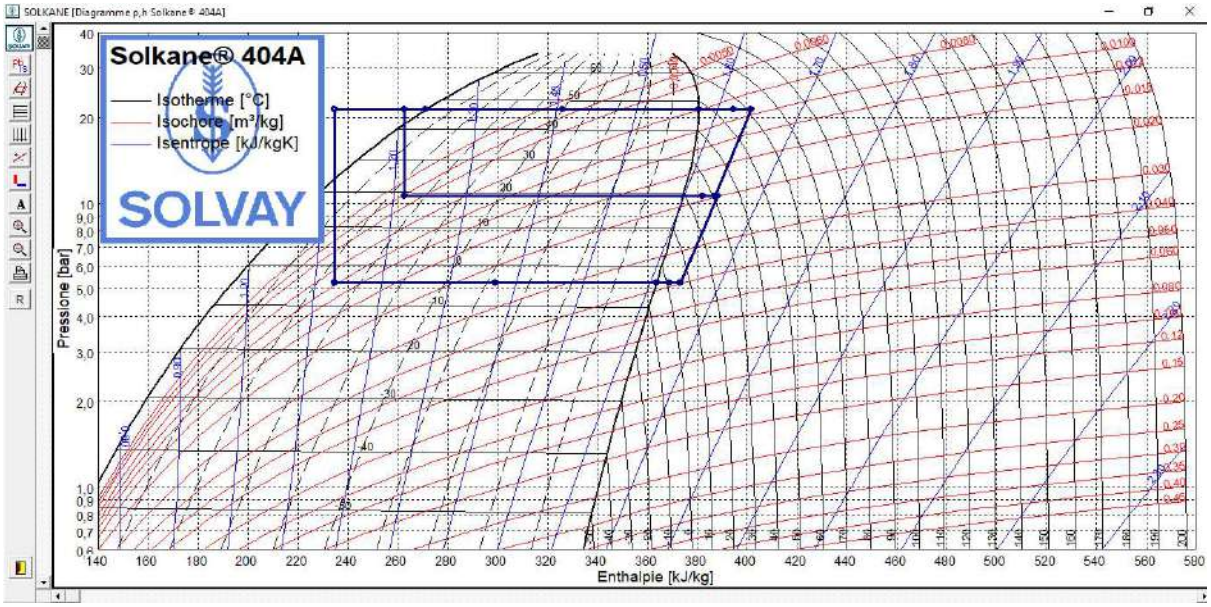


Figure (IV.7) : Diagramme enthalpique (Tunnel de congélation)

Le tableau (IV.10) indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique bi étagée pour la (Tunnel) sont tirées par la figure précédente :

Tableau IV.6: Evolution du FF R404 dans le circuit frigorifique bi-étagé [TC].						
Point	Etat du fluide frigorigène	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [kJ/kg]	Volume spécifique [m^3/kg]	Titre de vapeur
1	Vapeur saturée	-46	0.99	340.18	0.187	1
1'	Vapeur surchauffée	-41	0.99	344.04	0.191	/
2	Vapeur surchauffée	11.47	4.60	379.97	0.047	/
2'	Vapeur saturée	-1.09	4.60	386.25	0.044	1
3	Vapeur surchauffée	66.73	21.42	408.70	0.009	/
4	Vapeur saturée	47	21.424	380.73	0.007	1
5	Liquide saturée	46.70	21.424	271.29	/	0
6	Liquide sous-refroidie	41.70	21.424	262.58	/	/
7	Liquide + vapeur	-8.41	4.60	262.58	/	0.41
8	Liquide sous-refroidie	-3.41	21.424	195.47	/	/
9	Liquide + vapeur	/	0.99	195.47	/	0.5

Les chambres à installation Bi-étagée : [Tunnel de congélation]

Tableau IV.7: Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée.	
Chambre	Tunnel de congélation
Q_0 [KW]	39
Qm1 [Kg/s]	0.277
Qm3 [Kg/s]	0.494
Qv1 [m3/Kg]	0.052
Qv2 [m3/Kg]	0.0042
Pth1 [KW]	8.41
Pth2 [KW]	14.3
Qc [KW]	61.397
COP	1.71

IV.11. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée à injection totale

Détermination des caractéristiques principales :

On suppose que la pression intermédiaire est déjà fixée. Le choix des autres grandeurs internes est réalisé de la même façon que pour les cycles mono-étagés. On détermine alors les débits massiques suivants :

a) Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur BP

$$m_B = \frac{Q_0}{H_{10} - H_9} \text{.....(IV.22)}$$

b) Débit volumique que doit aspirer le compresseur BP

$$V_{asp,B} = m_B v_1 \text{.....(IV.23)}$$

c) Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur HP

On déduit ce dernier d'un bilan enthalpique sur la bouteille séparatrice (figure I) :

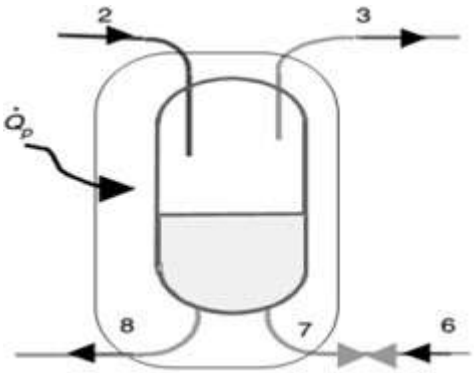


Figure IV.8 : Bouteille intermédiaire

$$+m_B H_2 - m_H H_3 + m_H H_6 - m_B H_8 + Q_p + 0 \text{.....(IV.23)}$$

Q_p représente la puissance thermique reçue par la bouteille intermédiaire (pertes par l'isolation). Il vient :

$$m_H = m_B \frac{H_2 - H_8}{H_3 - H_6} + \frac{Q_P}{H_3 - H_6} \text{ .....(IV.24)}$$

En négligeant les pertes sur la bouteille, on peut montrer que le débit m_H dans le circuit HP est égal à la somme du débit m_B de circuit BP et d'un débit de vapeur provenant de la bouteille intermédiaire résultant, d'une part, de la vapeur produite au cours de la détente dans le circuit HP et, d'autre part, du liquide vaporisé pour assurer la désurchauffe des vapeurs provenant du compresseur BP.

En effet, pour une bouteille adiabatique, le bilan enthalpique de cette dernière s'écrit simplement :

$$m_H(H_3 - H_6) = m_B(H_2 - H_8) \text{ .....(IV.25)}$$

II exprime l'égalité entre deux puissances thermiques :

- Celle rejetée au condenseur d'une machine mono-étagée fonctionnant entre P0 et Pi ;
- Celle produite à l'évaporateur d'une machine mono-étagée entre Pi et Pc.

Au point 7, sortie du détendeur HP, le débit m_H est partiellement vaporisé, et l'on peut écrire :

$$m_H = m_{7,v} + m_{7,l} = m_H \frac{H_3 - H_6}{H_3 - H_8} + m_H \frac{H_6 - H_8}{H_3 - H_8} \text{.....(IV.26)}$$

Donc :

$$m_H = m_B + m_B \frac{H_2 - H_3}{H_3 - H_8} + m_H \frac{H_6 - H_8}{H_3 - H_8} \text{.....(IV.27)}$$

Le membre de droite est la somme de trois termes

- Le débit m_B correspondant aux vapeurs formées dans l'évaporateur ;

- Le débit de liquide $\boldsymbol{m_B}\frac{\boldsymbol{H_2-H_3}}{\boldsymbol{H_3-H_8}}$ vaporisé pour assurer la désurchauffe (2-3) du débit refoulé $\boldsymbol{m_H}$ par le compresseur BP.
- Le débit $\boldsymbol{m_H}\frac{\boldsymbol{H_6-H_8}}{\boldsymbol{H_3-H_8}}$ de liquide vaporisé au cours de la détente (6-7) du débit $\boldsymbol{m_H}$.

Les autres grandeurs sont calculées de la même façon que pour un cycle mono-étagé. Le COP de l'installation s'exprime par :

$$\boldsymbol{COP = \frac{Q_0}{W_{eff,B}+W_{eff,H}}} \quad \text{.....(IV.28)}$$

Chambres 01+SAS :

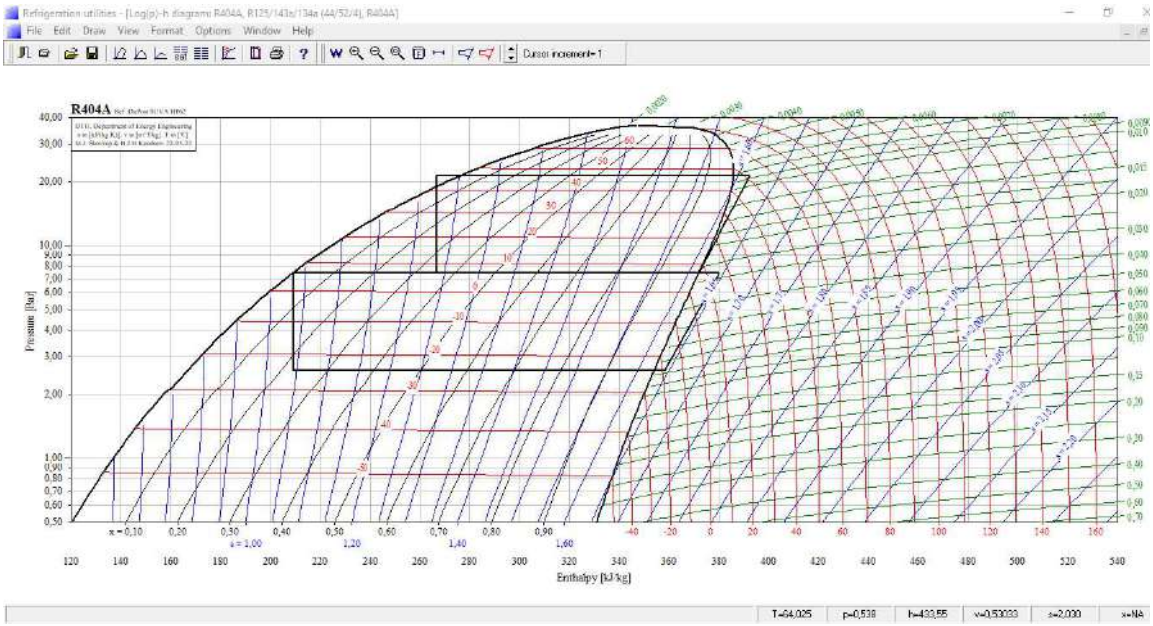


Figure (IV.9) : Diagramme enthalpique Chambres 01+SAS

Tableau IV.8: Evolution du FF R404 dans le circuit frigorifique bi-étagé Chambres 01+SAS .

Point	Etat du fluide frigorigène	Température [°C]	Pression [bar]	Enthalpie [kJ/kg]	Volume spécifique [m^3/kg]	Titre de vapeur
1	Vapeur surchauffée	-18.925	2.598	358.148	0.077	/
2	Vapeur surchauffée	15.543	7.461	379.982	0.028	/
3	Vapeur saturée	7	7.461	372.06	0.026	1
4	Vapeur surchauffée	52.037	21.424	392.609	0.008	/
5	Liquide saturée	46	21.424	358.88	0.008	0
6	Liquide sous- refroidie	41.73	21.424	266.975	/	/
7	Liquide + vapeur	7	7.461	266.975	0.026	
8	Liquide saturée	6.536	7.461	209.44	/	0
9	Liquide + vapeur	-24.521	2.598	209.44	/	0.41
10	Vapeur saturée	-23.88	2.598	354.11	0.075	1

Les chambres à installation Bi-étagée : Chambres 01 +SAS

Tableau IV.9: Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée.	
Chambre	Tunnel de congélation
Q_0 [KW]	72
m_B[Kg/s]	0.483
$V_{asp,B}$ [m^3/h]	135.59
$W_{eff,B}$[kW]	10.206
m_H [Kg/s]	0.785
V_H [m^3/h]	75.870
$W_{eff,H}$[KW]	16.146
Qc [KW]	98.714
COP	2.73

Chapitre V
Choix et calcul des éléments de l'installation

V.1. Introduction

Pour que notre installation fonctionne bien aux conditions déterminées au chapitre précédents il faut que le dimensionnement des différents éléments de l'installation (compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur ainsi que les appareilles annexes) soit bien calculer cesse que on essaie de réaliser dans ce chapitre.

V.2. Compresseur

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.

V.2.1. 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.

V.2.2. 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)
Tunnel	6TJ-250X SUB	0.015	6	74.6	55.6	946.90
	6TJ-250X SUB	0.015	6	74.6	55.6	946.90
01+SAS	6MU-40X	0.030	6	80.6	57.5	1432.32
	6MU-40X	0.030	6	80.6	57.5	1432.32
02+03	4MA-22X	0.010	4	63.5	56	1438.583

A partir de ces caractéristiques on peut commencer notre dimensionnement :

V.2.2.1. 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.

$$C = l \times n \times \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) \quad \text{(V.1)}$$

V.2.2.2. 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 :

$$V_b = C \times \frac{N}{60} \quad \text{(V.2)}$$

- N : la vitesse de rotation du compresseur.

V.2.2.3. Débit massique réel du fluide

Le débit massique réel aspiré par le compresseur est calculé à partir de la relation suivante :

$$Q_{mréel} = \frac{(Q_m \times V_b)}{Q_V} \quad \text{(V.3)}$$

- Q_m : le débit massique en kg/s.
- Q_v : le débit volumique en m^3 /s.

Le débit volumétrique :

$Q_v = Q_m/\rho_v$

- ρ_v : Masse volumétrique de la vapeur à la température d'entrée au compresseur. [Kg/m^3].

V.2.2.4. Puissance réelle du compresseur

La puissance réelle du compresseur est calculée par la relation suivante :

$$\boldsymbol{P_{réel} = \frac{(Q_{mréel} \times \Delta H)}{\eta}} \text{.....(V.4)}$$

- ΔH : la différence enthalpique entre l'aspiration et le refoulement du compresseur.
- η: le rendement volumétrique du compresseur qui est donnée par la relation suivante.

V.2.2.5. Rendement volumétrique du compresseur

$$\boldsymbol{\eta = \eta_m \times \eta_{comp}} \text{.....(V.5)}$$

- η_m : le rendement mécanique = 85 %.
- η_{comp} : le rendement de compression.

$$\boldsymbol{\eta_{comp} = 1 - (0.05 - \tau)} \text{.....(V.6)}$$

τ = le taux de compression.

- Pour l'étage basse pression $\tau = P_i / P_e$.
- Pour l'étage haute pression $\tau = P_c / P_i$.

V.2.2.6. Puissance frigorifique réelle

La puissance frigorifique réelle est calculée par la relation suivante :

$$\boldsymbol{Q_{0réel} = Q_{mréel} \times \Delta H} \text{.....(V.7)}$$

Tableau (V.02) : Le dimensionnement des compresseurs de l'installation

Chambre	Q_v (m^3 /s)	V_b (m3 /s)	Q_m (kg/s)	$Q_{mréel}$ (kg/s)	η	$Q_{o\ réel}$ (kW)	$P_{réel}$ (kW)
Tunnel	0.015	0.023	0.081	0.124	0.514	11.871	23.096
01+SAS	0.030	0.042	0.409	0.572	0.647	39.60	61.213
02+03	0.010	0.017	0.378	0.642	0.702	29.146	41.519

Remarque :

Dans le compresseur frigorifique on utilise le polyol ester comme huile lubrifiant, le polyol ester est un complexe de plusieurs alcools basés sur un ester dont sa formule chimique générale est leC9H18O4.

V.3. Condenseur [8]

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 à air ventilé.

V.3.1. Condenseur à air (à ailettes) [8]

Ce type de condenseur est équipé d'une batterie ailettée compacte, à haute performance, composée de tubes rainurés en cuivre et ailettes en aluminium profilées, l'écartement d'ailettes C l'épaisseur d'ailettes δail .

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

V.3.2. Fonctionnement d'un condenseur à air ventilé

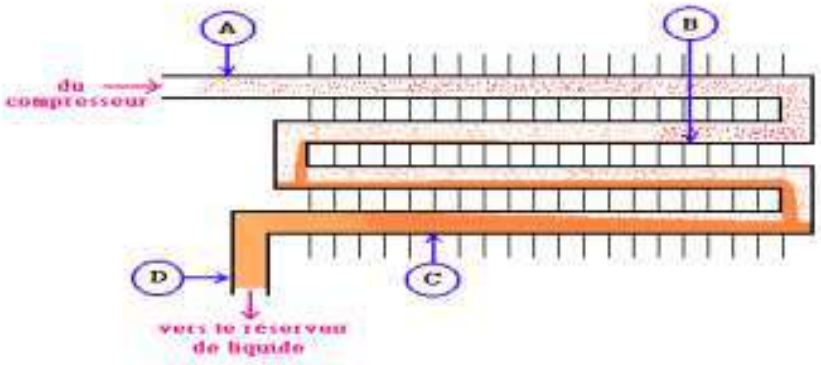


Figure (V.1) : Condenseur à air ventilé

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 17bar. Sous refroidissement = température de condensation - température de sortie de condenseur

= θ [BC] - θ D.

= 39 - 34 = 5°C

V.3.3. Dimensionnement du 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 à choisie les condenseurs à air de la gamme (WA) à partir du catalogue (FRIGA-BOHN) cette gamme nous donne une plage de puissance qui correspond à la puissance de condensation de nos installations.

Tableau (V.03) : 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)
Tunnel	WA4404/06 P	40	40	2.12	22	24	1
01+SAS	WA81 04/06P	55	55	2.12	28	30	1
02+03	WA41 06/08P	40	40	2.12	22	24	1

V.4. Evaporateur [8]

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.

V.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.

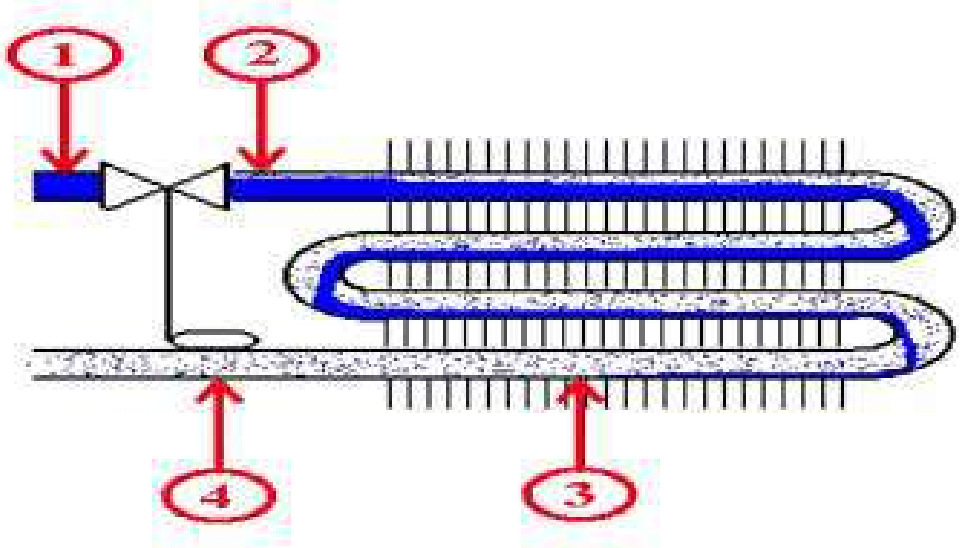


Figure (V.2) : Evaporateur à détente directe

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).

V.4.2. Dimensionnement des évaporateurs

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

Les caractéristiques des évaporateurs choisis sont montrées au tableau suivant :

Tableau (V.04) : Caractéristiques géométriques des évaporateurs de l'installation

Chambre	Type d'évaporateur	Pas Transversal a (mm)	Pas longitudinal b (mm)	Pas d'ailette C(mm)	Diamètre intérieur di (mm)	Diamètre extérieur de (mm)	Epaisseur d'ailette δ (mm)
Tunnel	**NKH 2x6D B1 S**	60	60	09	28	31	1
01+SAS	**3C-A 4364 C**	60	60	06	22	25	1
02+03	**3C-A 4264 R**	60	60	04	18	20	1

V.5. Détendeur [8]

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.

V.5.1. Composition et le fonctionnement des détendeurs thermostatiques

Les détendeurs thermostatiques DANFOSS sont composés de quatre parties:

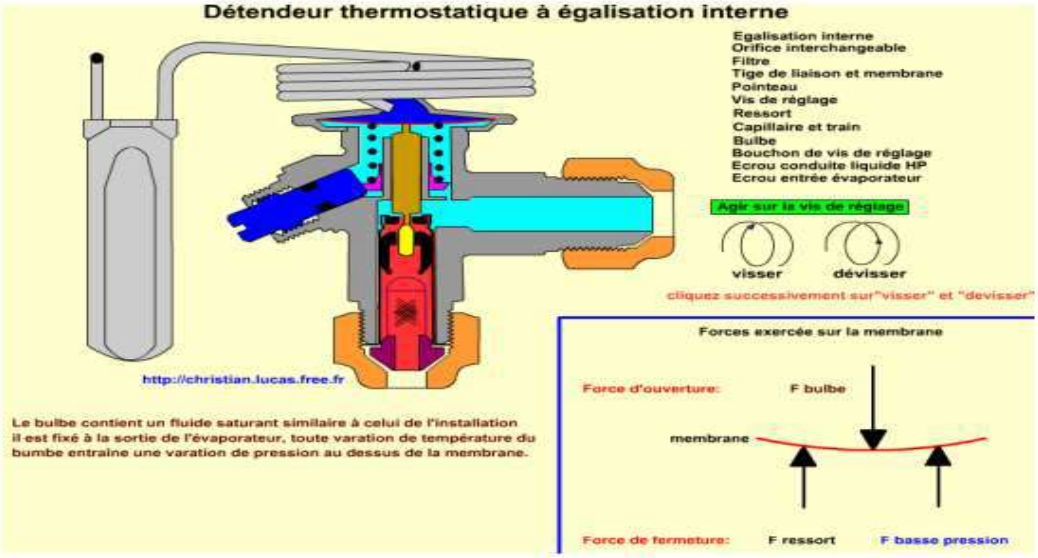


Figure (V.3) : Détendeur thermostatique à égalisation interne

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.

V.5.2. Dimensionnement 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 temps. Minimales de condensation.
- Température du fluide.
- Type de fluide frigorigène.

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

$$\boldsymbol{Q_n = Q_0 \times K_{\Delta P} \times K_t} \quad \text{.....(V.8)}$$

- Q_n: Puissance nominale. KW
- K_t : Facteur de correction pour t° d'évaporation du fluide.
- Qo: 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.

V.5.2.1. Exemple de calcule : Tunnel de congélation

- Qo = 39kW.
- K_t = 3.57
- KΔP = 0.66
- Q_n = 91.89kW.

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

Tableau (V.05) : Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation

Chambre	Type Détendeur	Mécanisme d'orifice	Dimension des raccords (mm)
Tunnel	TERE 27 SW	X 91117-B6B	22×22
01+SAS	TERE 25 SW	X 91117-B6B	22×22
02+03	TCLE 1000 SW	X 22440-BBB	16×22

V.6. 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.

V.6.1. Séparateur d'huile [8]

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.



Figure (V.4) : Séparateur d'huile.

V.6.1.1. 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...

V.6.1.2. Dimensionnement du séparateur d'huile

On doit déterminer le diamètre de la section de séparation, par la relation suivante :

$$\boldsymbol{Q_V = S \times V = \left(\frac{\pi \times di^2}{4}\right) \times V} \quad \textbf{.....(V.9)}$$

$$\boldsymbol{d_i = \left[\frac{(4 \times Q_V)}{(\pi \times V)}\right]^{1/2}} \quad \textbf{.....(V.10)}$$

- Q_v : le débit volumique refoulé par le compresseur.
- v : vitesse de refoulement.
- S : la section de la séparation.
- d_i: le diamètre intérieur du séparation.

V.6.1.3. Exemple de calcule : Tunnel de congélation

- Qv = 0.00T50 m^3 /s.
- V = 5.582 m/s.
- S = 4.12 × 10^{-3} m^2.
- di = 0.072m.

Tableau (V.06) : Caractéristiques du séparateur d'huile pour chaque installation

Chambre	Débit volumique (m^3 /s)	d i (m)	d i n (m)	S (m^2)
Tunnel de congélation	0.023	0.072	0.1	4.12 × 10^{-3}
01+SAS	0.042	0.08	0.1	4.78 × 10^{-3}
02+03	0.017	0.051	0.07	2.06× 10^{-3}

- d i n : diamètre intérieur nominal.

V.7. Réservoir de liquide [8]

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 (V.5) : Réservoir de liquide horizontale.

V.7.1. Dimensionnement du réservoir de liquide pour les installations mono étagées

Le volume recommandé est de (2 ÷ 4) litre par kilowatt de puissance frigorifique, le réservoir de liquide est calculé pour qu'il ne soit jamais rempli à 100 %.

Le volume net est de 80 % du volume nécessaire dont les 20 % restants sont prévus par la détente du fluide frigorigène.

$$V_{nécessaire} = 3 \times Q_0 \quad \text{(V.11)}$$

$$V_{net} = V_{nec} \times 80\% \quad \text{(V.12)}$$

$$V_{réel} = V_{net} \times M \text{.....(V.13)}$$

- M : masse molaire du réfrigérant / masse molaire du lubrifiant
- M (R404A) = 97.6 g/mole.
- Polyol ester : C9H18O4.
- M (polyol ester) = 190 g/mole.

V.7.2. Exemple de calcule : Tunnel de congélation

- Qo =39Kw
- Vnéc = 3 × 39 =117 litres.
- Vnet =117 × 80% =93.6 litres.
- Vréel = 93.6×97.6 / 190 = 48.08 litres.

Tableau (V.07) : Caractéristiques des réservoirs de liquide pour chaque installation

Chambre	Q_o (Kw)	$V_{néc}$ litres	V_{net} litres	$V_{réel}$ Litres
Tunnel	39	117	93.6	48.08
01+SAS	72	216	172.8	88.764
02+03	37	111	88.8	45.615

V.8. Dimensionnement la BRI pour l'installation bi étagée

Le dimensionnement de la bouteille intermédiaire de refroidissement est réalisé par les formules suivantes :

$$Q_V = S \times V = \left(\frac{\pi \times di^2}{4}\right) \times V \text{.....(V.14)}$$

$$d_i = \left[\frac{(4 \times Q_V)}{(\pi \times V)}\right]^{1/2} \text{.....(V.15)}$$

- M : masse molaire du réfrigérant / masse molaire du lubrifiant
- M (R404A) = 97.6 g/mole.
- Polyol ester : C9H18O4.
- M (polyol ester) = 190 g/mole.

Exemple de calcule : Tunnel de congélation

- Qo =39Kw
- Vnéc = 3 × 39 =117 litres.
- Vnet =117 × 80% =93.6 litres.
- Vréel = 93.6×97.6 / 190 = 48.08 litres.

Tableau (V.07) : Caractéristiques des réservoirs de liquide pour chaque installation				
Chambre	**Q_o (KW)**	**$V_{néc}$ litres**	**V_{net} litres**	**$V_{réel}$ Litres**
Tunnel	39	117	93.6	48.08
01+SAS	72	216	172.8	88.764
02+03	37	111	88.8	45.615

V.9. 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.

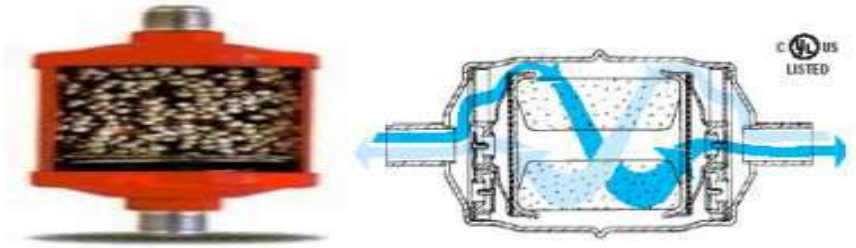


Figure (V.6) : Filtre déshydrateur **[9]**

- 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.

V.10. Voyant liquide [9]

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 (V.7) : Le 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.

V.10.1 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.

V.11. 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.

V.12. 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.

V.12.2. 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 à 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.

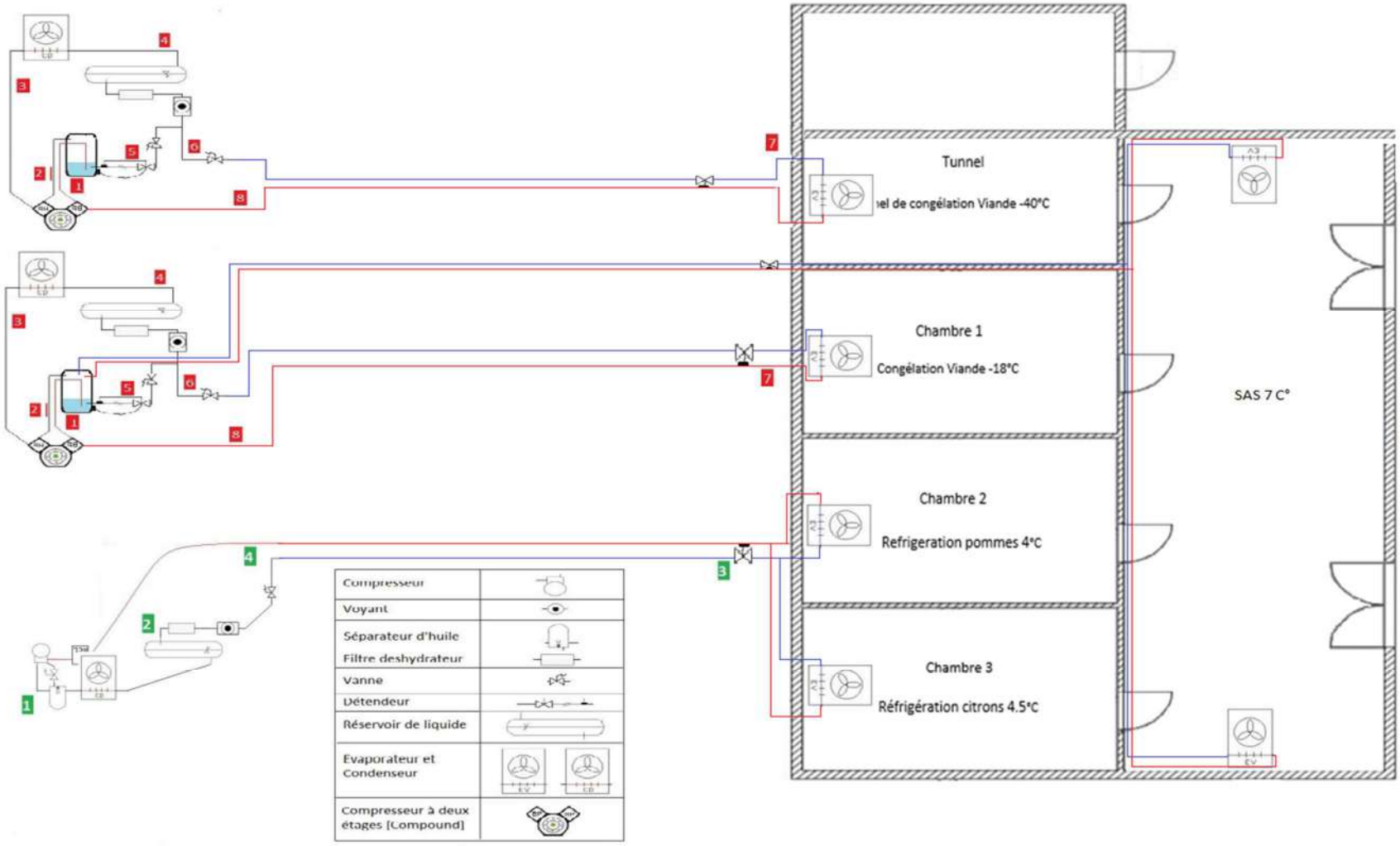
Dimensionnement des conduites :

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.

V.13. Axonométrie de la tuyauterie

Les schémas à la page suivante présente l'axonométrie de la tuyauterie de l'installation.



Chapitre VI

Régulation

VI.1. Régulation

La régulation consiste à savoir en permanence une grandeur à régler pour la comparer à une grandeur détectée à l'aide d'un système. Dernièrement, l'utilisation générale de la régulation est nécessaire pour une meilleure rentabilité des installations, car la variation rapide des phénomènes nécessite une grande précision de réglage et pour la protection contre des écarts inacceptables de certains paramètres qui peuvent empêcher la machine de jouer correctement leur rôle ou pire, qui peuvent provoqués des pannes.

Le mode de régulation choisit est le **Pumpdown** [arrêt de compresseur et tirage au vide de l'évaporateur]. Elle consiste à 3 éléments :

- Organes de réglages et d'autres de détections [Thermostats, Pressostats, Régulateurs…etc.].
- Grandeur de réglage [Température, L'hygrométrie].
- Grandeur à réglée [Débit, Volume balayé, Nombre de compresseurs, Vitesse de rotation du moteur].

VI.2. Type des régulations [9]

En réfrigération, on trouve des régulations tout ou rien (en petites puissances), des régulations analogiques (très fréquentes en installations existantes, moins fréquentes en installation récentes) et enfin des régulations numériques. La régulation pneumatique et de moins en moins utilisée.

Les principales spécificités sont les suivant :

- La régulation par tirage au vide.
- Les démarrages des moteurs asynchrones triphasés.
- Les pressostats différentiels d'huile.
- Les différents modes de dégivrage.
- La régulation de la haute pression.
- La régulation de la basse pression.

VI.2.1 Régulation de la basse pression [9]

VI.2.1.1. Principe de la régulation par tirage au vide

Le "Pumpdown" c'est à dire le tirage au vide automatique ou unique consiste à vider l'évaporateur de son fluide frigorigène à chaque arrêt du groupe.

- **Principe :** Le **Pumpdown** est réalisé avec les dispositifs qui suivent :

- Une vanne électromagnétique montée sur la conduite liquide de l'installation,
- Un thermostat d'ambiance,

- Un pressostat bas pression installé en régulation.

Quand la température est atteinte dans l'enceinte à refroidir le thermostat coupe l'alimentation de la vanne électromagnétique ce qui interrompt l'arrivée du liquide a l'évaporateur.

- Le compresseur continue de fonctionner et aspire le fluide qui se trouve dans l'évaporateur.

Quand la pression dans le circuit basse pression a atteint une valeur suffisamment basse [0,2 bar] le pressostat BP coupe l'alimentation électrique du groupe.

- La température de l'enceinte augmentant le thermostat ferme le circuit de la vanne électromagnétique.
- La pression dans l'évaporateur ainsi que dans la ligne d'aspiration remonte. Dès que la pression BP a atteint la valeur correspondant au point d'enclenchement du pressostat (fonction de la température de fonctionnement de la chambre) le groupe démarre.

➢ **Utilisation :**

- Pendant les périodes d'arrêt d'une installation il y a toujours migration du fluide, du point le plus chaud vers le point le plus froid du circuit. Le fluide a donc tendance à aller s'accumuler dans l'évaporateur d'où risque de coup de liquide au démarrage du groupe.
- D'autre part la concentration d'huile augmente avec la pression. L'utilisation du **Pump- down** faible BP dans le carter limite donc l'absorption de fluide frigorigène par l'huile.
- Cette régulation est intéressante aussi lors du dégivrage de l'évaporateur par résistance électrique afin d'éviter des pressions trop importantes sur des modules comme le détendeur et les pressostats.

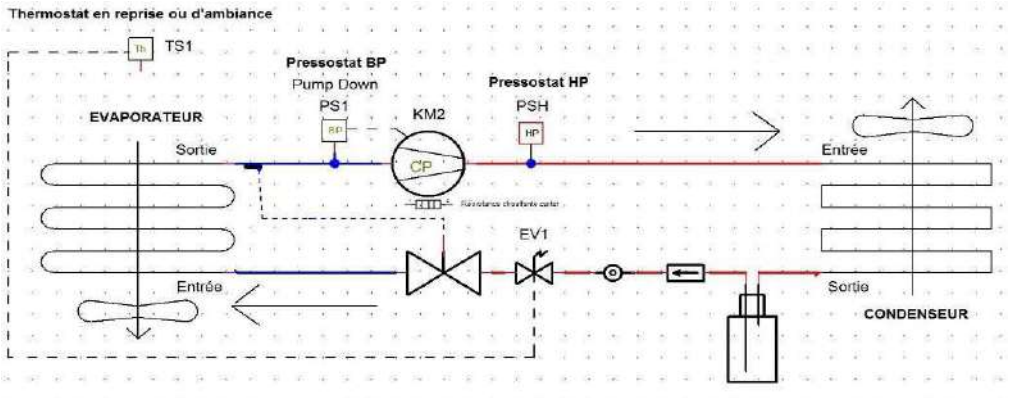


Figure VI.1 : Schéma Fluidique d'une régulation par tirage au vide

Un thermostat placé sur la reprise d'air de l'évaporateur commande l'électrovanne et un pressostat BP de régulation commande le groupe de condensation. Le pressostat HP protège l'installation des hausses anormales de la haute pression.

- **Avantage :**

La régulation par tirage au vide pressente les avantages suivants :

- Intensité du démarrage du moteur réduit.
- Lors de dégivrage, inertie thermique moindre donc économie d'énergie.
- Sécurité accrue contre les coups de liquide au démarrage.
- Absorption de fluide frigorigène par l`huile réduite.

- **Exemple de réglage :**

Soit une chambre froide dont on doit garantir l'ambiance entre 2 et 4 °C. Cette installation fonctionne au R134a. Une pression de 0,5 bar [relatif] correspond à -18 °C environ pour le R134a à l'état saturant. Une pression de 2 bars [relatif] correspond à 0 °C à l'état saturant.

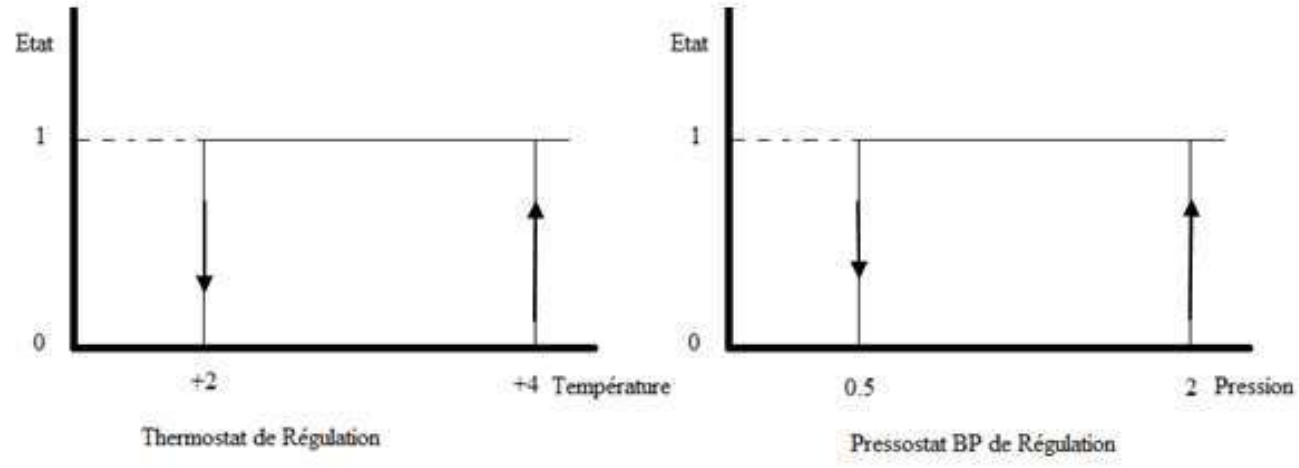


Figure VI.2 : Schéma de régulation tout ou rien

Après un arrêt prolongé, l'évaporateur est à environ 4°C, la pression maximale du fluide frigorigène à l'état à 1 est de 2,4 bars. Supposons un pressostat BP réglé pour couper à 0,5 bar et enclencher à 3 bars, la remise en marche serait alors impossible à 4°C.

Le réglage de pressostat BP lors de régulation par tirage au vide demande donc une réflexion spécifique à chaque à cas.

VI.2.1.1.1. Régulation par tirage au vide automatique

Le **Pumpdown** automatique pallie un des défauts majeurs de la minimum protection. Ce défaut c'est qu'il reste du fluide frigorigène du côté de la BP.

Le **Pumpdown** automatique supprime ce défaut. Il vide l'évaporateur et la partie BP du circuit frigorifique du fluide frigorigène pour le mettre du côté de la HP, dans la bouteille liquide. Dans le **Pumpdown** automatique :

- Le thermostat contrôle l'électrovanne de la ligne liquide.
- Le pressostat BP (pressostat **Pumpdown**) contrôle le compresseur.

➢ **Fonctionnement :**

Lorsque la consigne au régulateur est atteinte, le contact du régulateur s'ouvre ce qui va couper l'alimentation de l'électrovanne de la ligne liquide et donc l'électrovanne se ferme. Le compresseur fonctionne toujours, mais comme l'électrovanne de la ligne liquide est fermée, le liquide est bloqué du côté **HP** et le compresseur aspire les vapeurs du côté **BP** qui ne sont pas renouvelées par l'évaporateur. Comme l'évaporateur n'est plus alimenté en fluide par le détendeur (car l'électrovanne est fermée), la pression du côté **BP** chute. Le compresseur est entrain de tirer au vide la partie BP, un peu comme une pompe à vide. Le fluide est stocké dans la bouteille liquide et la canalisation jusqu'à l'électrovanne.

Le compresseur s'arrête lorsqu'il a atteint la pression de **0.2 bar** (0.5b pour un single **Pumpdown** amélioré) du côté **BP**.

C'est le pressostat **BP**, le pressostat **Pumpdown** dont on règle la valeur de déclenchement à **0.2 bar** qui l'arrête. La valeur d'arrêt est toujours supérieure à la pression atmosphérique pour ne pas aspirer l'humidité de l'air ambiant au cas où il y aurait une fuite sur le circuit frigorifique.

La consigne au régulateur n'est plus atteinte, le contact du régulateur se ferme ce qui alimente la bobine de l'électrovanne. L'électrovanne s'ouvre, car c'est une électrovanne normalement fermée au repos.

Le fluide frigorigène, bloqué dans la bouteille liquide, est libéré. Le détendeur alimente l'évaporateur, la pression du côté **BP** augmente.

Après quelques secondes, la pression du côté **BP** atteint la valeur d'enclenchement du pressostat **BP** (le CUT IN), le compresseur démarre. Et c'est reparti pour un cycle**.**

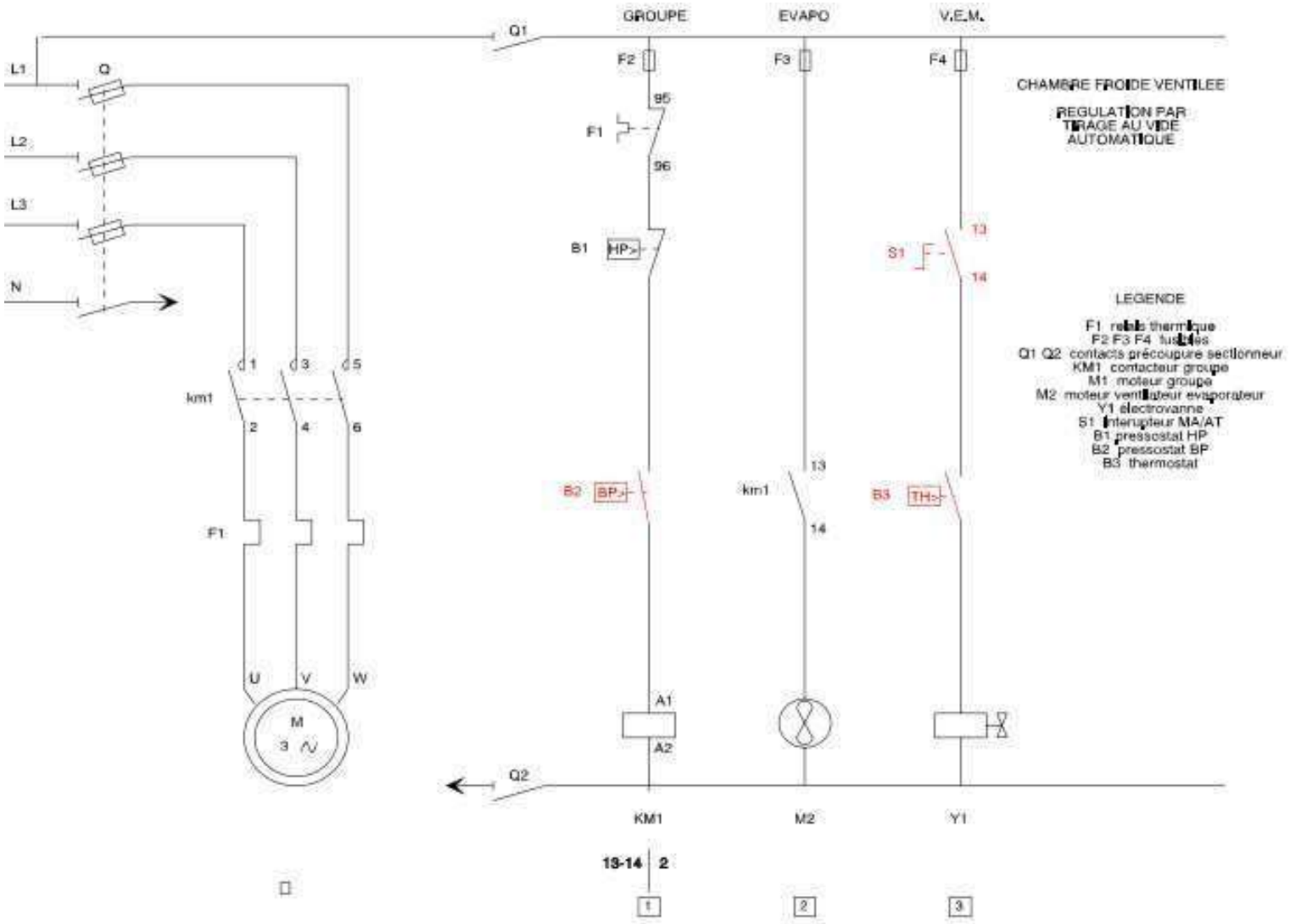


Figure VI.3 : Circuit de puissance et de commande de tirage au vide automatique

VI.2.1.1.2. Régulation par tirage au vide unique

Le défaut de l'automatique **Pumpdown** c'est qu'il n'empêche pas le compresseur de repartir si la **BP** remonte (suite à une fuite par exemple sur l'électrovanne, un clapet) alors que le régulateur n'est pas en demande.

Pour empêcher cela, il faut modifier le câblage de l'automatique **Pumpdown** en ajoutant unasservissementélectriqueparlebiaisd'uncontacteurauxiliairequiempêcheleredémarrage du compresseur.

Le but est que le compresseur ne redémarre que quand le régulateur le demande et donc il faut que le pressostat **BP Pumpdown** soit asservi au régulateur par le biais d'un contacteur auxiliaire.

- **Fonctionnement :**

Dans cette régulation :

Le pressostat **BP** Pump down qui contrôle la marche et l'arrêt du compresseur.
Le thermostat qui contrôle l'électrovanne sur la ligne liquide.

On utilisera pour cette régulation en plus des modules du **Pumpdown** auto un relais auxiliaire **KA1** pour la ligne de tirage au vide.

S1 est fermé la température dans l'enceinte ayant atteint la consigne **B3** se ferme et **KA1** est alimenté. Ses contacts 13-14 et 23-24 se ferment. La **VEM** est alimentée et le fluide circule naturellement la **BP** augmentant **B2** se ferme **KM1** est alimenté le groupe démarre les contacts **KM1** 13-14 et 23-24 sont fermés nous avons donc mise en marche du ventilateur et auto alimentation du contact **KA1** 23-24, lorsque la température de consigne est atteinte **B3** s'ouvre dés alimente **KA1**.

La **VEM** n'étant plus sous tension bloque le passage du fluide. Le compresseur aspire le fluide et vide l'évaporateur ceci étant possible car le contact **KM1**23-24assurel'alimentation de son relais. Lorsque la pression de consigne est atteinte (0,2 b) **B2** s'ouvre et dés alimente **KM1** le groupe s'arrête même si pour une raison quelconque la **BP** augmente **B2** se ferme, les contacts de **KA1** et **KM1** étant ouvert le groupe ne pourra redémarrer. Le redémarrage ne sera possible qu'à la fermeture de **B3** donc alimentation de **KA1**.

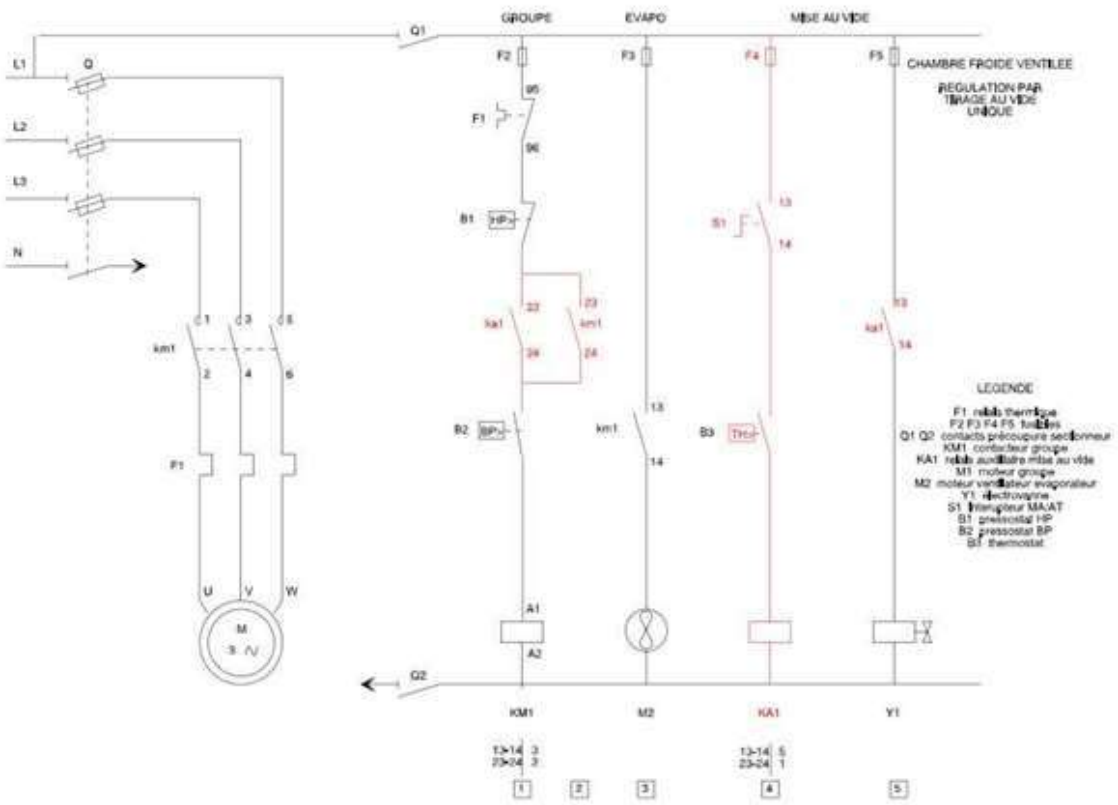


Figure VI.4 : Circuit de puissance et de commande de tirage au vide unique

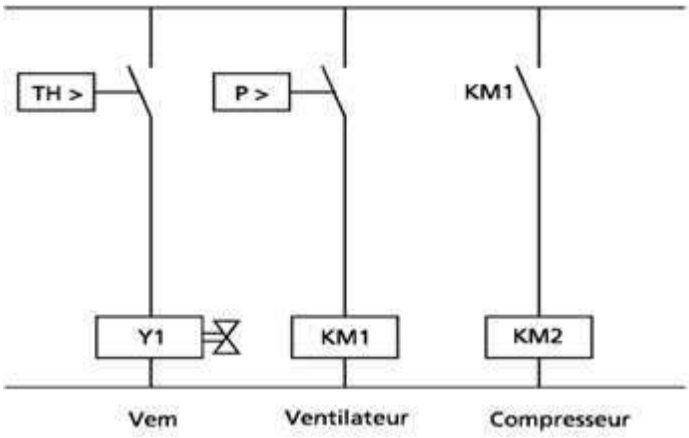


Figure VI.5 : Schéma électrique de la régulation **Pumpdown**

VI.2.2. Régulation de la haute pression

Un condenseur sur puissant peut conduire à une haute pression faible, incompatible avec la pression minimale nécessaire au bon fonctionnement du détendeur.

Il existe différents moyens permettant l` adaptation du débit d`air aux besoins, par exemple un moteur à plusieurs vitesses.

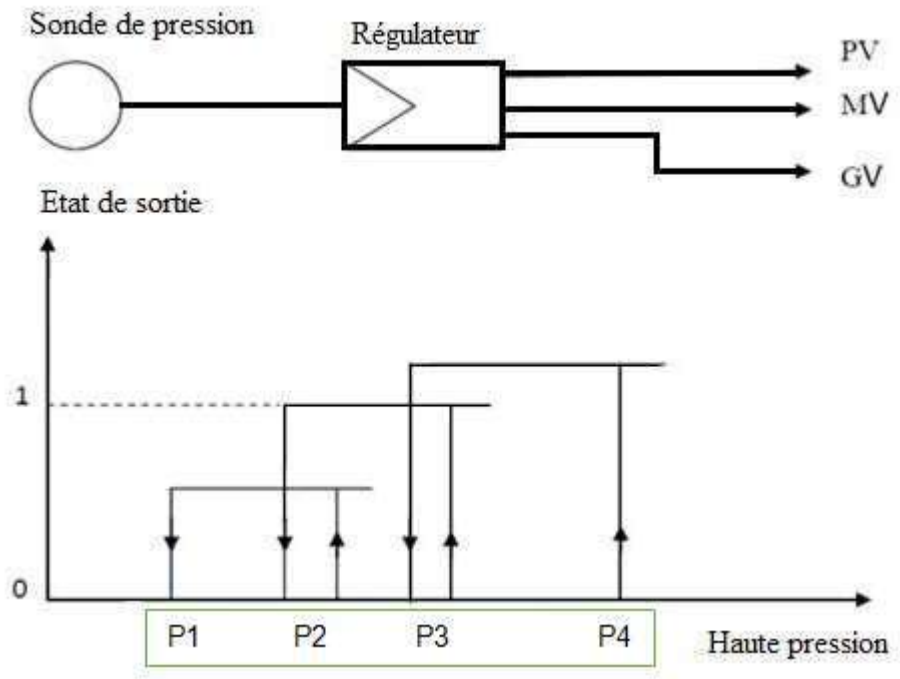


Figure VI.6 : Loi des signaux se rapportant à un moteur à 3 vitesses

- Entre P1 et P2 : Le moteur tourne à une petite vitesse **PV**.
- Entre P2 et P3 : Le moteur tourne à une moyenne vitesse **MV**.
- Entre P3 et P4 : Le moteur tourne à une grande vitesse **GV**.

Pour changer la vitesse de rotation du moteur il suffit de changer la fréquence.

- **Relation fréquence-vitesse :**

n = f × 60 / N

N pôles : Nombre de pôles [2 en triphasé et 1 en monophasé].

$\mathbf{f_{max}}$= 50 Hz.

f = 20 [Hz] → n = 600 [tr/min]

f = 40 [Hz] → n = 1200 [tr/min].

f = 50 [Hz] → n = 1450 [tr/min].

Y(%) = [w % - x %] × 100 / BP %.

W % : La consigne.

X % : La mesure.

BP % : La bande proportionnelle.

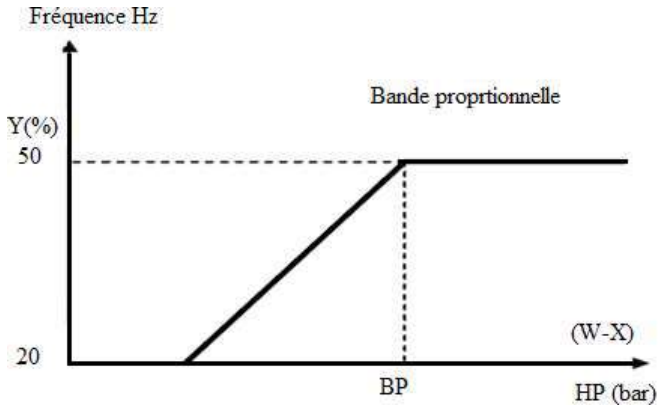


Figure VI.7 : Loi des signaux.

Le comportement de la régulation peut être facilement expliqué en regardant l'évolution de la tension des orties en fonction de la pression: En sommet de la courbe, le FSX/FSM délivre la tension de sortie maximum, à peine inférieure à **1%** de la tension d'entrée. Le ventilateur tourne alors à pleine vitesse. La tension de sortie varie entre le maximum **99%** et un minimum correspondant à environs **50%** de celle d'entrée et cela suivant la bande proportionnelle.

Cela engendre la variation de vitesse du moto-ventilateur, du maximum vers le minimum.

Lorsque la pression diminue en dessous du seuil mini de la bande proportionnelle, le moteur s'arrête dans le cas du FSX ou reste en vitesse minimum dans le cas du FSM. Lorsque la pression remonte, le moteur va redémarrer avec une hystérésis de [**0,7 bar**] pour éviter le cyclage intempestif. La pression mini à laquelle le moteur s'arrête ou reste au minimum est une valeur réglable (voir les plages de pression).

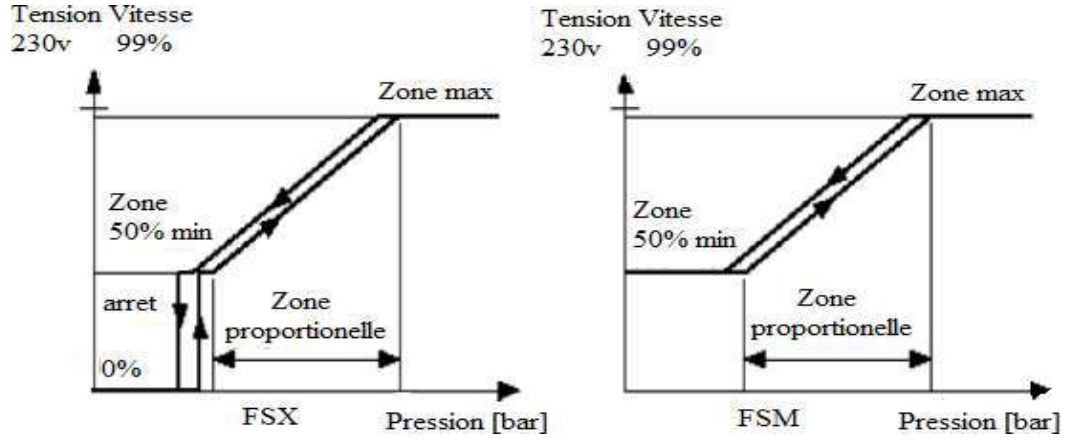


Figure VI.8 : Les plages de pression

On peut aussi varier la puissance frigorifique par la variation du volume balayé :

$$V_b = \frac{n \times NC \times \pi \times d \times 60}{4} \quad \text{.....(VI.1)}$$

On varie la vitesse **n** en variant la fréquence **f** ensuite le volume balayé varie. On peut aussi jouer sur le nombre de cylindre **NC** dans ce cas les cylindres peuvent être éliminés en cascade à partir de la mise en communication des chambres d`aspiration et de refoulement.

VI.2.3. Régulation par variation de nombre de compresseur

Ce principe se base sur l'ajout des compresseurs selon les besoins. L'avantage de système c'est qu'il prolonge la durée de vie de l'installation mais pressente un coût élevé et un encombrement. Le schéma suivant nous montre ce système :

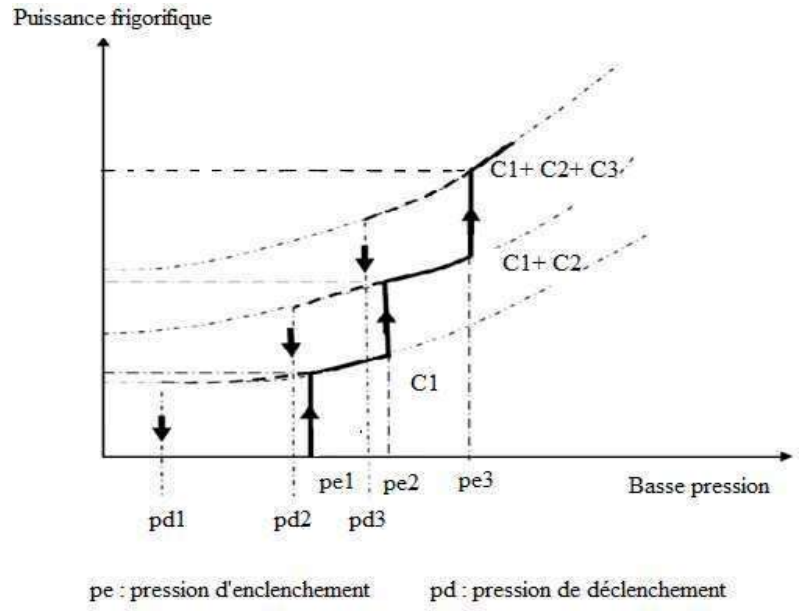


Figure VI.9 : Abaque donnant la puissance frigorifique en fonction du nombre de compresseur

VI.3.1. Pressostats

On peut utiliser les pressostats de différentes manières :

On emploie un pressostat au lieu d'un thermostat lorsqu'on veut dégivrer automatiquement l'évaporateur tout en conservant un certain contrôle automatique de température.

On utilise un pressostat pour évite qu'en cas de réduction ou d'interruption des échanges calorifiques au niveau de l'évaporation le compresseur ne provoque pas un abaissement excessif de pression à l'évaporateur.

On utilise par fois un pressostat en liaison avec un thermostat pour faire passer, avant l'arrêt de l'installation, une certaine quantité de fluide frigorigène de l'évaporation au condenseur.

On distingue 3 types de pressostat :

VI.3.1.1. Pressostat simple

Le pressostat simple est constitué d'un raccord permettant la prise de la grandeur à réguler. La plage de pression détermine l'application de l'appareil.

Le réglage du point de consigne, comme le différentiel, s'effectue par l'intermédiaire d'une molette ou vis de réglage permettant d'augmenter ou de diminuer la tension d'un ressort.



Figure VI.10 : Pressostat simple

VI.3.1.2. Pressostat plage neutre

Les pressostats plage neutre sont particuliers car ils intègrent une zone neutre. Cependant, d'aspect extérieur, ils ressemblent à des pressostats standards.

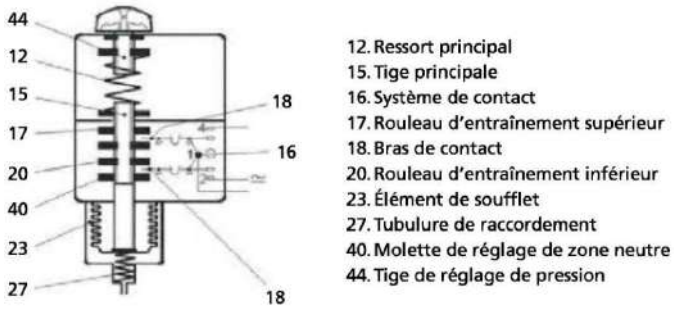


Figure VI.11 : Pressostat plage neutre

VI.3.1.3. Pressostat différentiel

Le pressostat différentiel est souvent utilisé comme élément de vérification de présence ou d'absence d'un L\P d'une pompe à huile ou à fluide mais on peut encore les trouver pour contrôler le L\P d'un filtre ou d'un échangeur.

Le schéma de principe indique que le réglage s'effectue par le disque de réglage venant en addition de la force de la pression du soufflet LP.

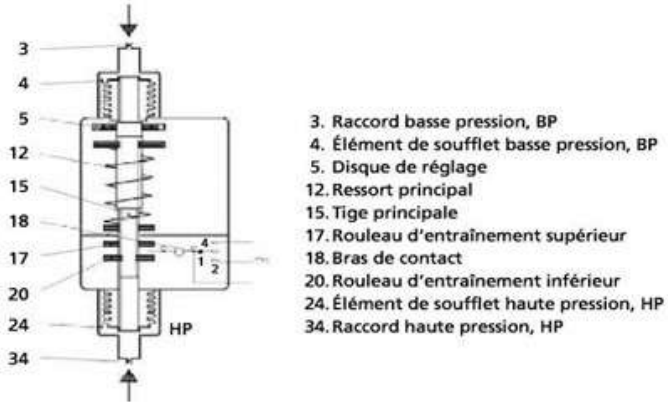


Figure VI.12 : Pressostat différentiel

VI.3.2. Thermostats

Le thermostat peut être utilisé pour des applications telles que :

- Réguler la température du médium à réfrigérer.
- Contrôler la fin d'un dégivrage.
- Contrôler la température de refoulement,
- Réguler la température d'huile.

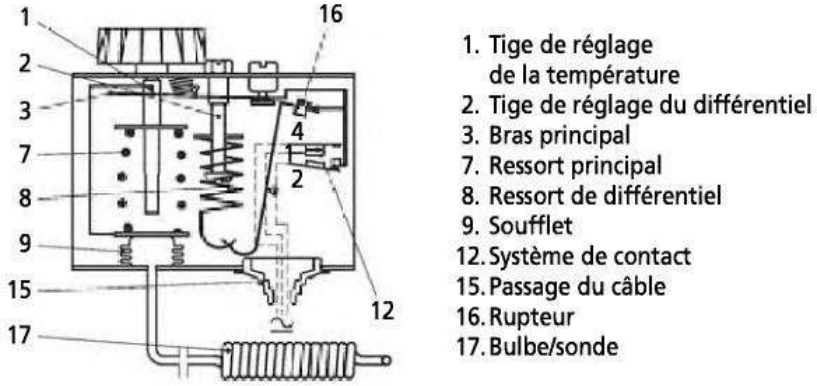


Figure VI.13 : Thermostat

Le but de cet organe est de réglé la température d'une surface froide ou d'une ambiance froide entre deux limites prédéterminées et aussi voisine que possible de la température réelle que l'on désire obtenir.

VI.3.3. Régulateurs de pression de condensation

Le régulateur est destiné à maintenir la pression de condensation au-dessus d'une certaine valeur lors d'une basse température extérieure.

Ils permettent ainsi d'avoir une pression suffisante à l'entrée du détendeur et, par voie de conséquence, un démarrage satisfaisant de l'installation quelle que soit la température ambiante.

Avec ces régulateurs, le circuit travaille par engorgement du condenseur, aussi il est nécessaire de sur dimensionner le volume du réservoir liquide.

VI.3.4. Régulateurs de pression d'évaporation

Le régulateur sert à maintenir la pression d'évaporation au-dessus d'une limite déterminée.

L'application la plus répandue est celle avec des évaporateurs multiples travaillant à températures d'évaporation différentes.

La prise en glace de l'eau dans les refroidisseurs de liquide ou les installations de climatisation peut être évitée en maintenant la température d'évaporation au-dessus de 0°C, même dans le cas d'une baisse importante de charge thermique.

VI.3.5. L'hygrostat

Il est placé dans la chambre froide, il sert de tenir l'humidité relative constante.

VI.3.6. Détendeur

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. Ainsi, l'évaporateur est utilisé au maximum de sa capacité et le fluide frigorigène ne peut atteindre le compresseur.

VI.4. L'électricité

L'électricité joue un grand rôle dans n'importe quelle installation.

A savoir que la puissance d'un moteur est :

Dans le cas d'une alimentation monophasée.

$$P = U \times I \times cos\varphi \quad \text{.....(VI.2)}$$

Si non :

$$P = R \times I^2 \times cos\varphi \quad \text{.....(VI.3)}$$

Dans le cas d'une alimentation triphasée

$$P = \sqrt{3} \times U \times I \times cos\varphi \quad \text{.....(VI.4)}$$

Si non :

$$P = \sqrt{3} \times U \times I^2 \times cos\varphi \quad \text{.....(VI.5)}$$

L'alimentation électrique d'un moteur peut être assurée par de différents appareils et que se

Soit :

- Un sectionneur à fusibles + un contacteur + un relais thermique.
- Un disjoncteur + un contacteur.
- Un sectionner-contacteur-disjoncteur intégral.

On peut aussi utiliser un disjoncteur magnétothermique avec bloc différentiel qui compact et protège le moteur contre les courts circuits et les surcharges électriques en assurant la coupure de l'alimentation du moteur, le bloc différentiel assure la protection des personnels. Le schéma électrique ainsi que les différents appareils sont montrées sur le circuit de puissance et le circuit de commande.

VI.5. Choix de système de régulation pour nos chambres

- **Pour les chambres positives :**

On a choisi le **Pumpdown** automatique [Tirage au vide automatique de l'évaporateur].

- **Avantage :** Réduction des surcharges des motos compresseur dues aux vapeurs, réduction du risque des coups-de liquide.
- **Inconvénient** : A l'arrêt du thermostat le compresseur risque de fonctionner en courts cycles en cas d'inétanchéité de l'électrovanne [fuite au niveau de la VEM].

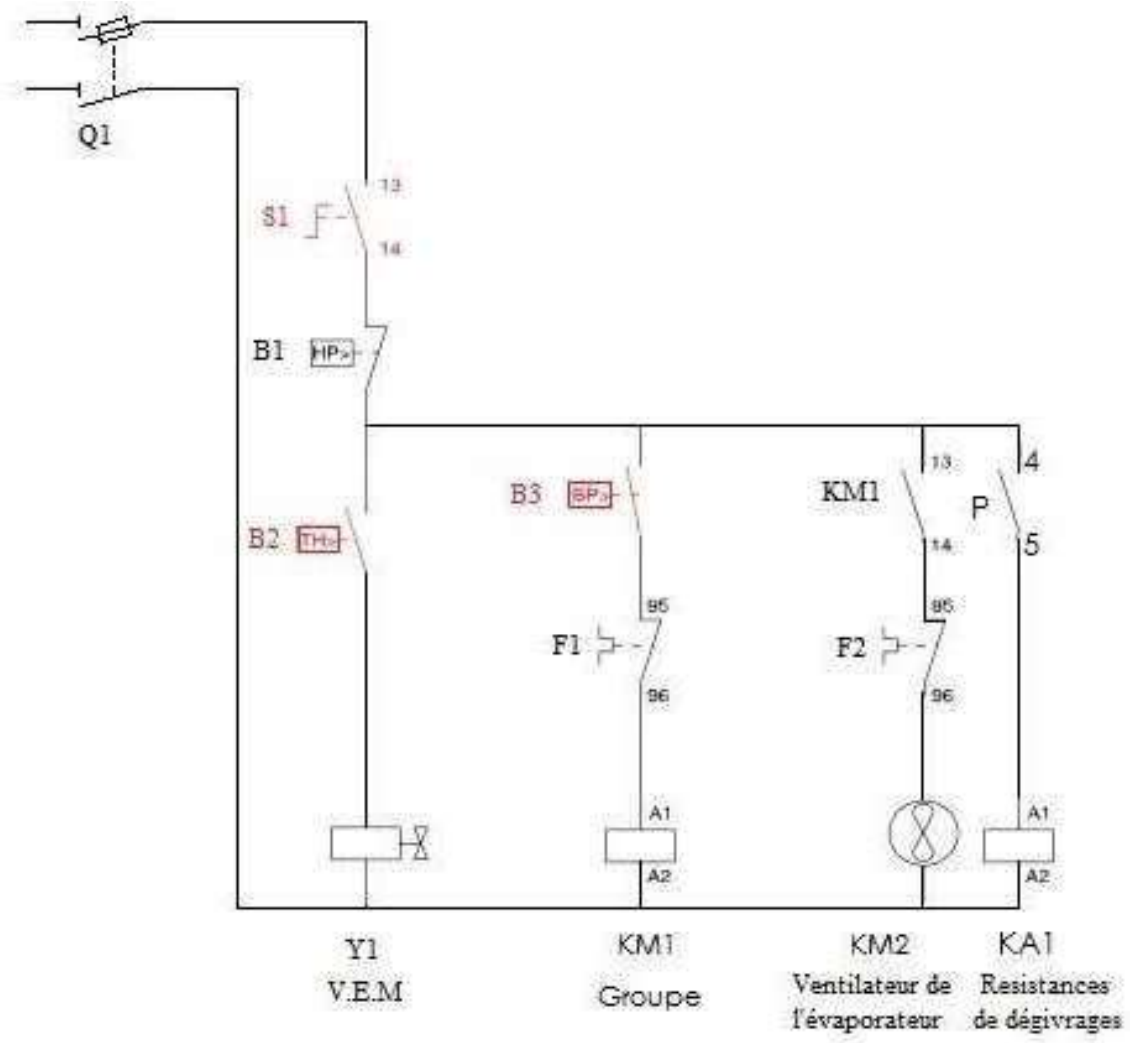


Figure VI.14 : Schéma de commande du **Pumpdown** automatique

- **Pour les chambres négatives :**

On a choisi le **Pumpdown** unique améliorée [Tirage au vide unique améliorée].

- **Avantage :** Elimination du risque des courts cycles.
- **Inconvénient :** Complexité de réalisation et de compréhension.

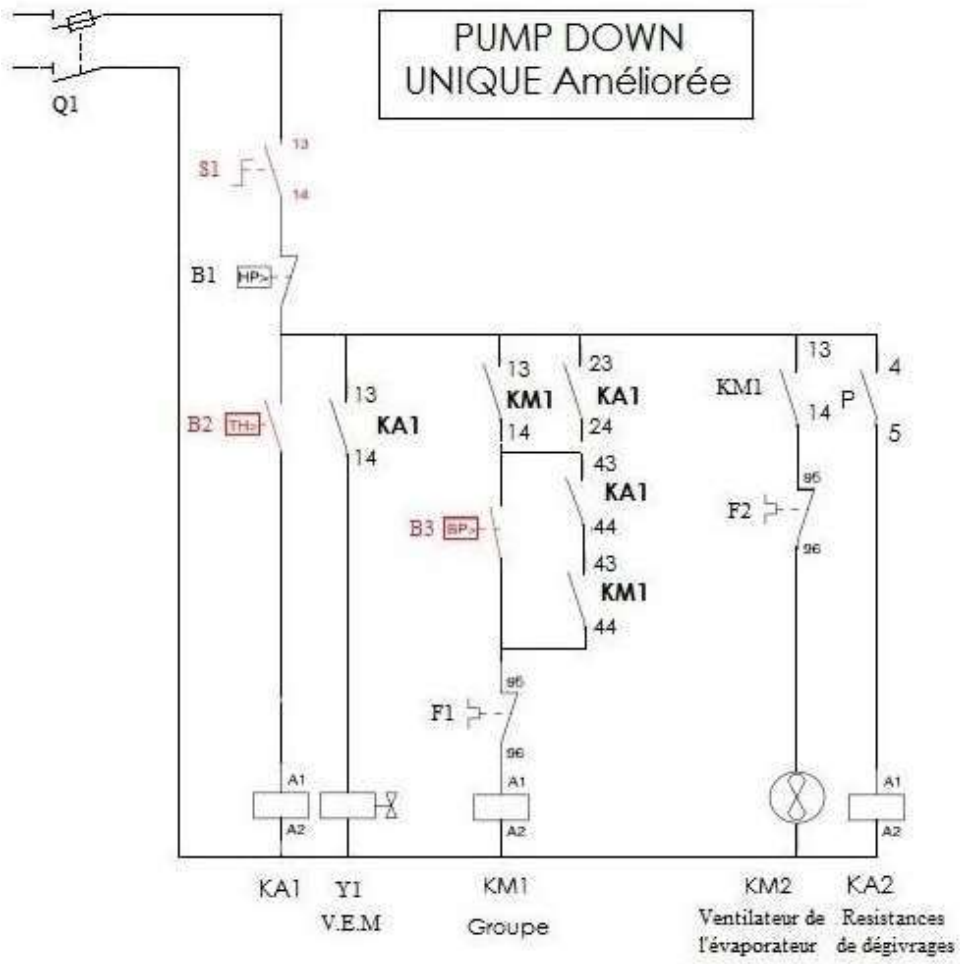


Figure VI.15 : Schéma de commande du **Pumpdown** unique améliorée

Légende :

Q1: Sectionneur porte fusible	A1-A2:Bobines des contacteurs
S1: Bouton poussoir	KA1, KA2: Contacteur auxiliaire
Y1: Électrovanne de tirage au vide	B1 : Pressostat HP
F1, F2 : Relais thermique	B2: Thermostat
KM1 : Contacteur	B3: Pressostat BP

Conclusion générale

L'entreposage frigorifique est devenu une activité indispensable dans la vie quotidienne, grâce au contrôle de la température et l'humidité qui sont les agents les plus essentiels pour conserver un produit.

L'utilisation des entrepôts frigorifique dans presque tous les cas est polyvalent(Produits différents) mais si on traite chaque cas (produit) selon son besoin la qualité de conservation va être bonne et on évite le gaspillage dû aux mauvaises conditions.

La situation géographique, le tonnage et la manutention, l'isolation thermique ont des normes qu'il faut respecter pour arriver à une bonne conservation et pour l'optimisation du rendement.

La régulation est la phase la plus essentielle pour un bon rendement des installations après le dimensionnement et le choix de ses éléments. La température, l'humidité et la vitesse de l'air sont des conditions à contrôler selon le besoin soit pour la congélation ou la conservation.

Par ailleurs, on peut contribuer à l'amélioration des conditions de conservation de différents aliments pour la mise en place de chambre froides conformes aux normes scientifiques, par conséquence l'amélioration de qualité de consommation alimentaire donc la prévention de santé de population.

Espérant que ce modeste travail va être un appui pour d'autres études ou pourquoi pas pour des projets réalisés réellement.

Références Bibliographiques

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

[2] Francis Meunier, Paul Rivet, Marie-France Terrier Froid Industriel 2e édition Dunod, Paris, 2005,2007,2010 ISBN 978-2-10-055565-9 (489P)

[3] H.J. BREIDERT, Calcul des chambres froides , 18, rue Saint-Denis, 75001 PARIS- Dépôt légal : Avril 1998.

[4] Yves Jannot , Transfert Thermique , (2002).

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

[6] Alex Bertrand, la production de froid dans le milieu agro-alimentaire industriel et tertiaire, cahier 04 février 2006.

[7] S. Forbes Pearson, ,Frigorigènes : passé, présent, futur, Star Réfrigération, Thornliebank Industriel Estate, Glasgow G46 8JW, Royaume-Uni.

[8] CfmnLog - Cours générale le froid www.coursindustriels.com/uploads/2/6/0/8/26080957/cours_general_le_froid.pdf

[9] René Prigent Mathieu Au clerc Aide-mémoire Régulation Dunod, Paris,2010 ISBN 978-2-10-054763-0 (199P)

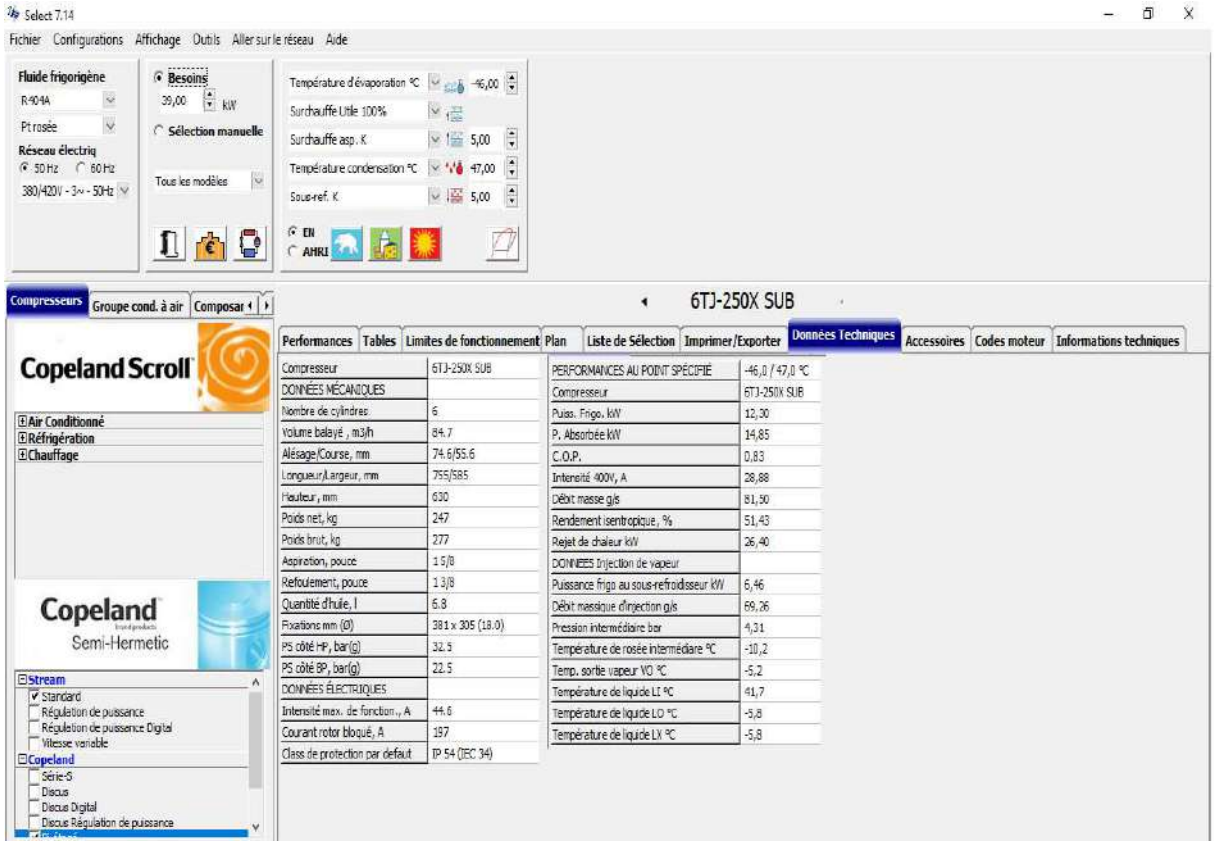
Logiciels et catalogues de sélection

- Coolpack. V 1.5
- Friga-bohn. 2022-V4.11
- Copeland. Select7.14
- SOLKANE 8 2022
- Danfoss Guide du monteur Deshydrateurs et voyants.
- Document Technique Métrologique « Période estival » Zone de Médéa : 2012/2013.

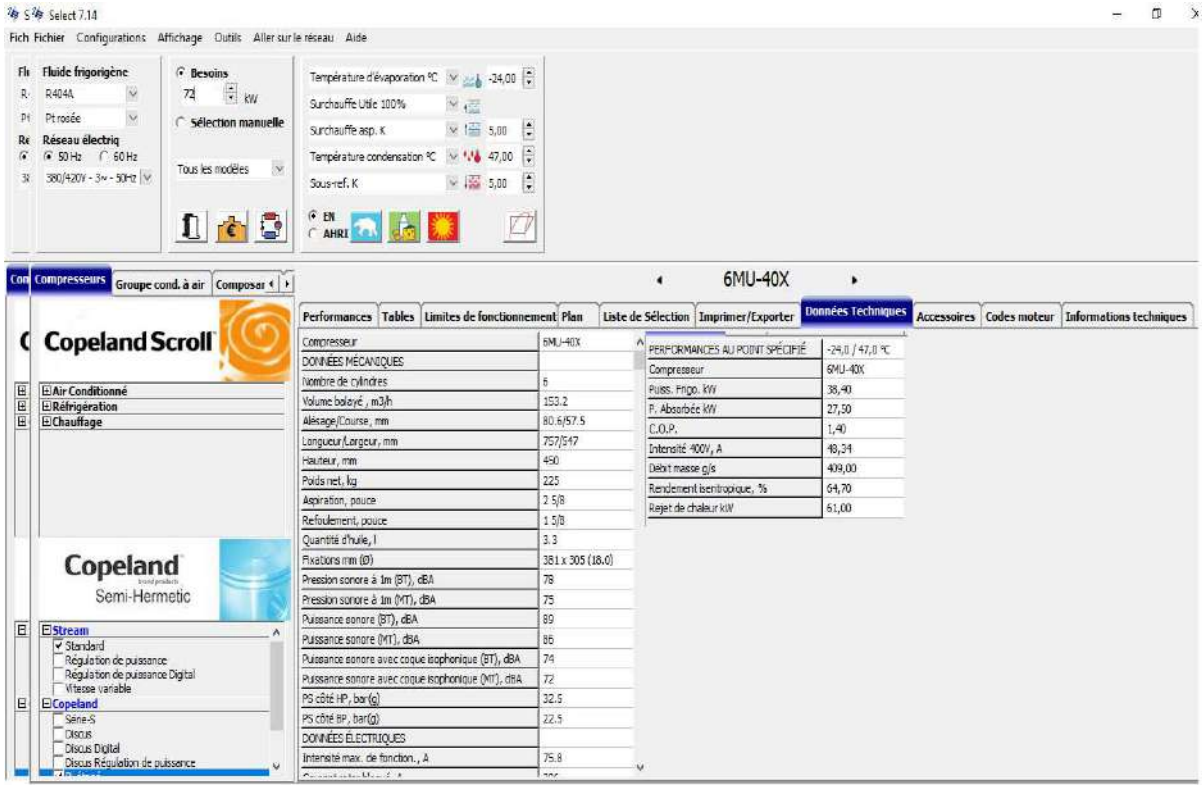
Annexes

Tableaux de sélection : Compresseurs

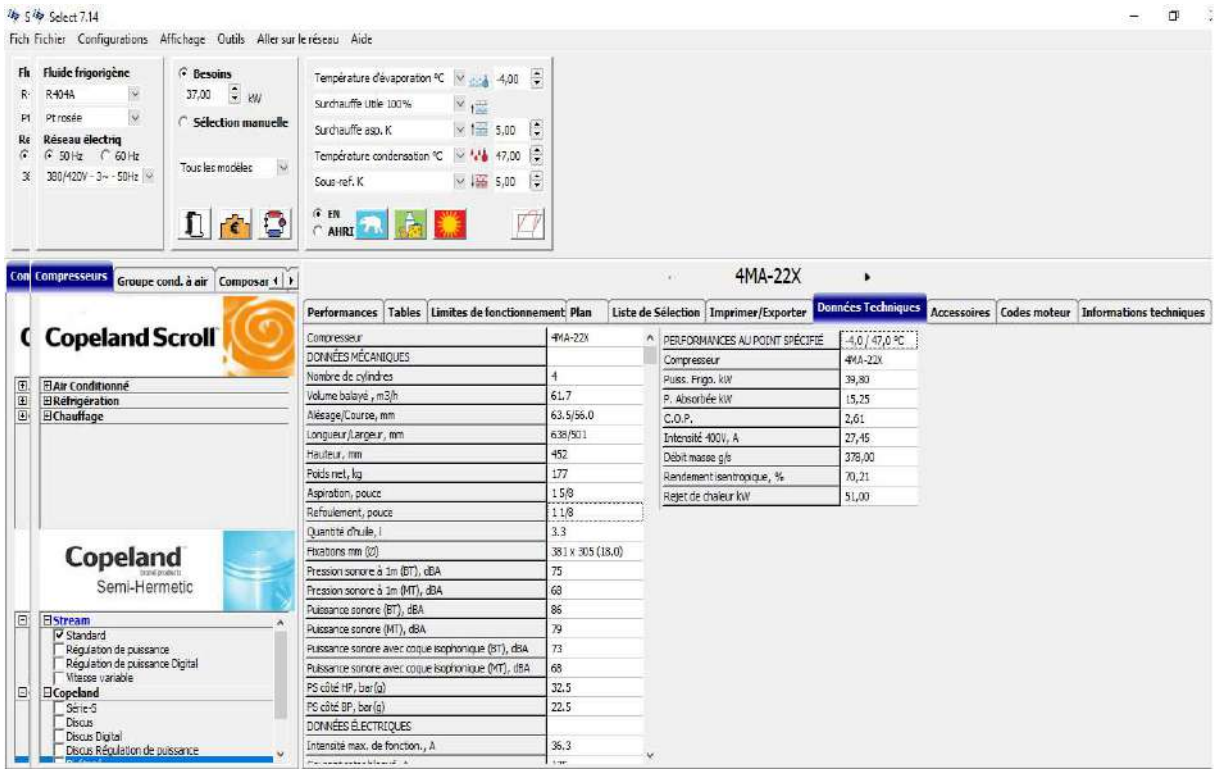
Tunnel de congélation :



Chambre 01+SAS :

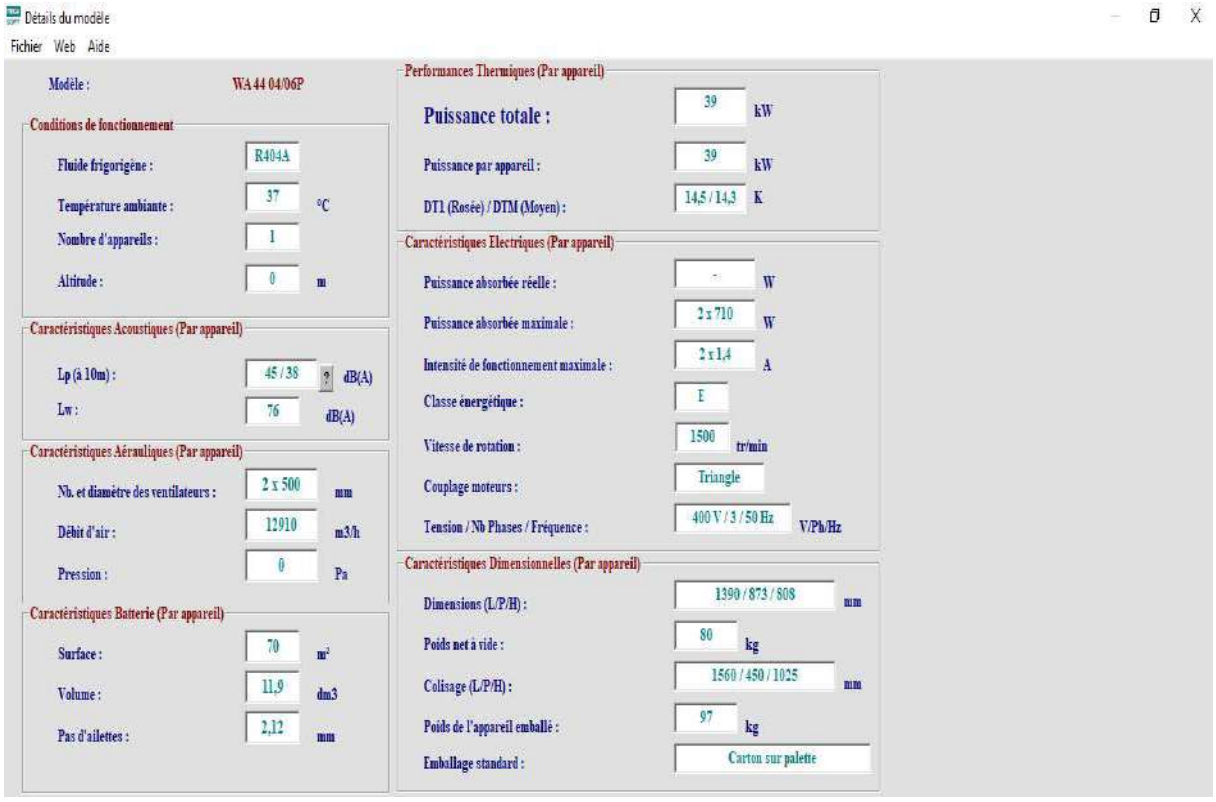


Chambre 02+03 :

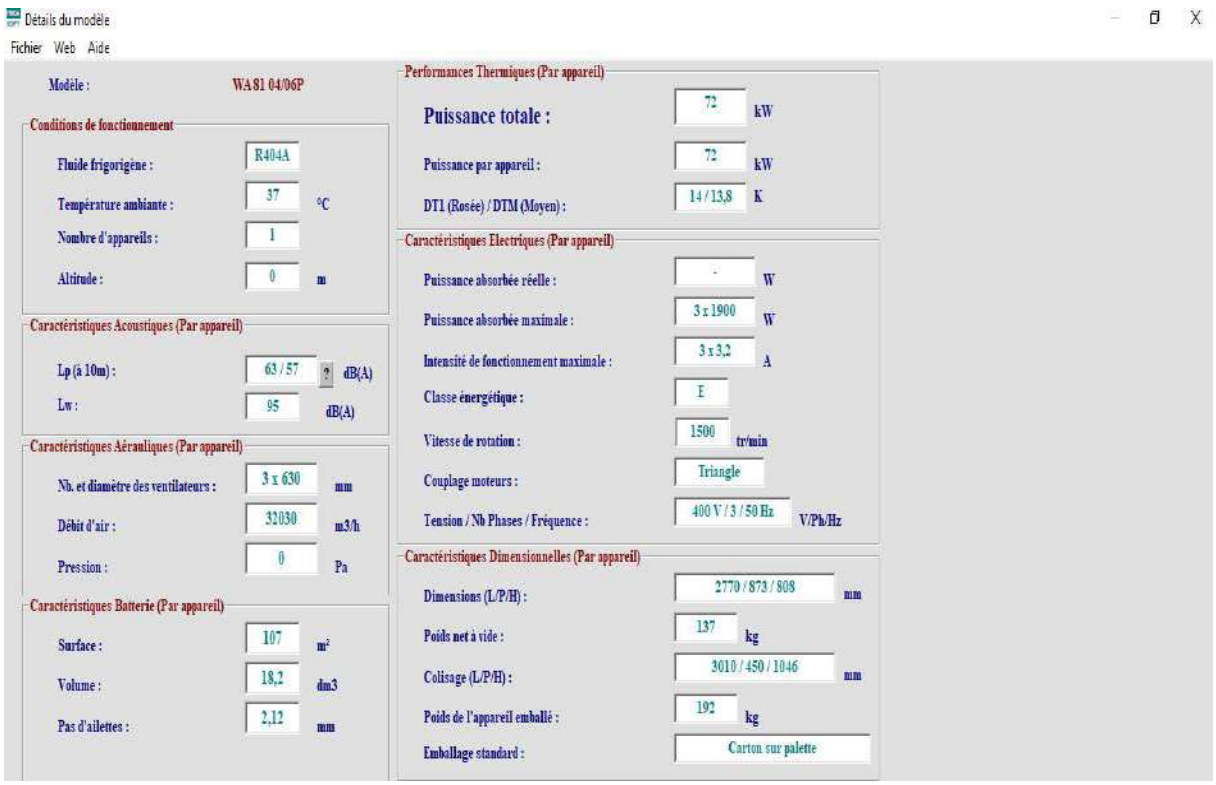


Tableaux de sélection : Condenseurs

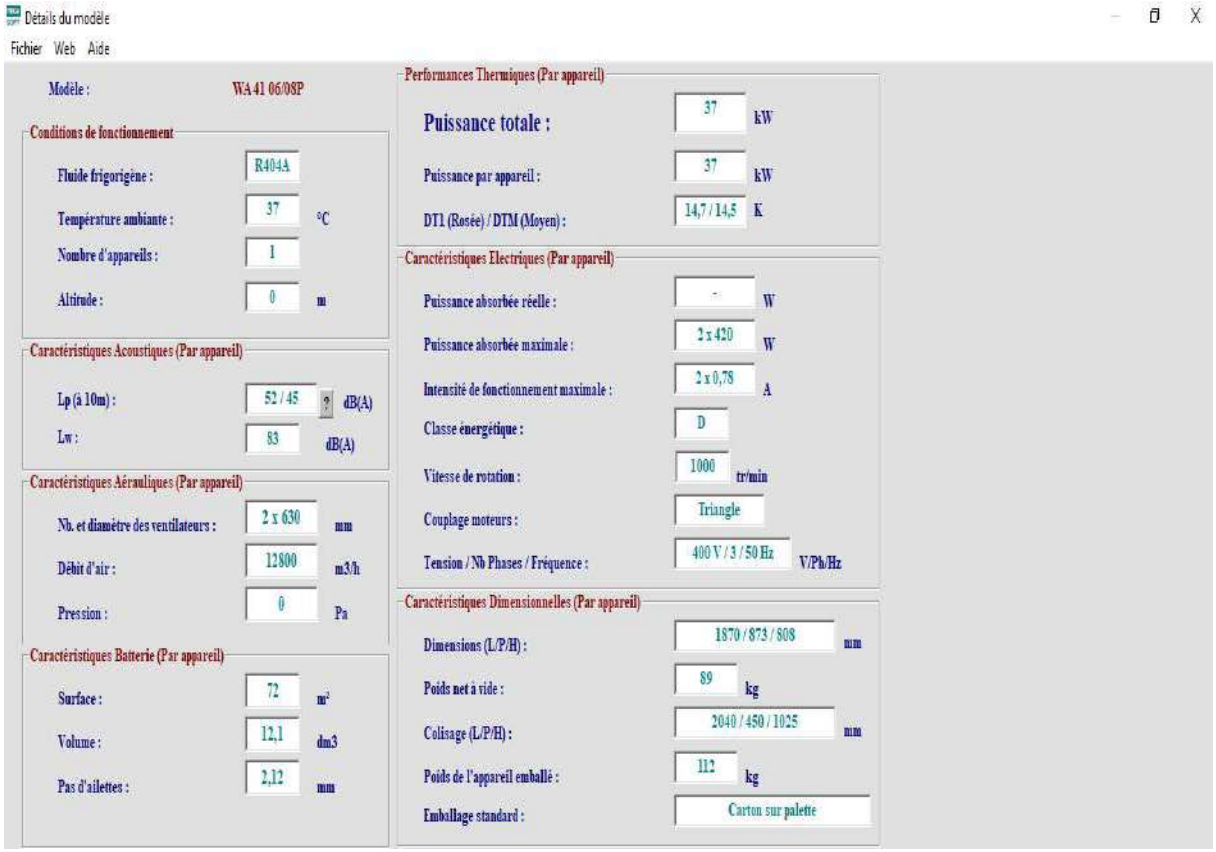
Tunnel de congélation :



Chambre 01+SAS :

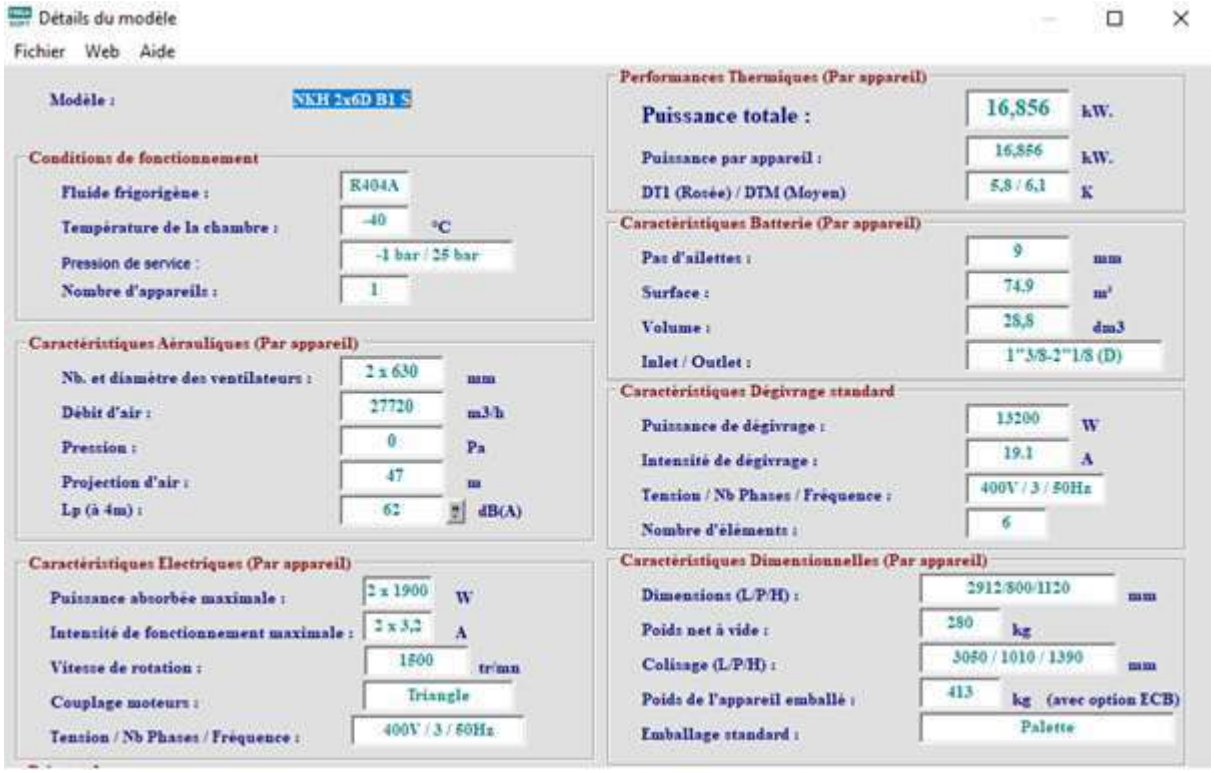


Chambre 02+03 :

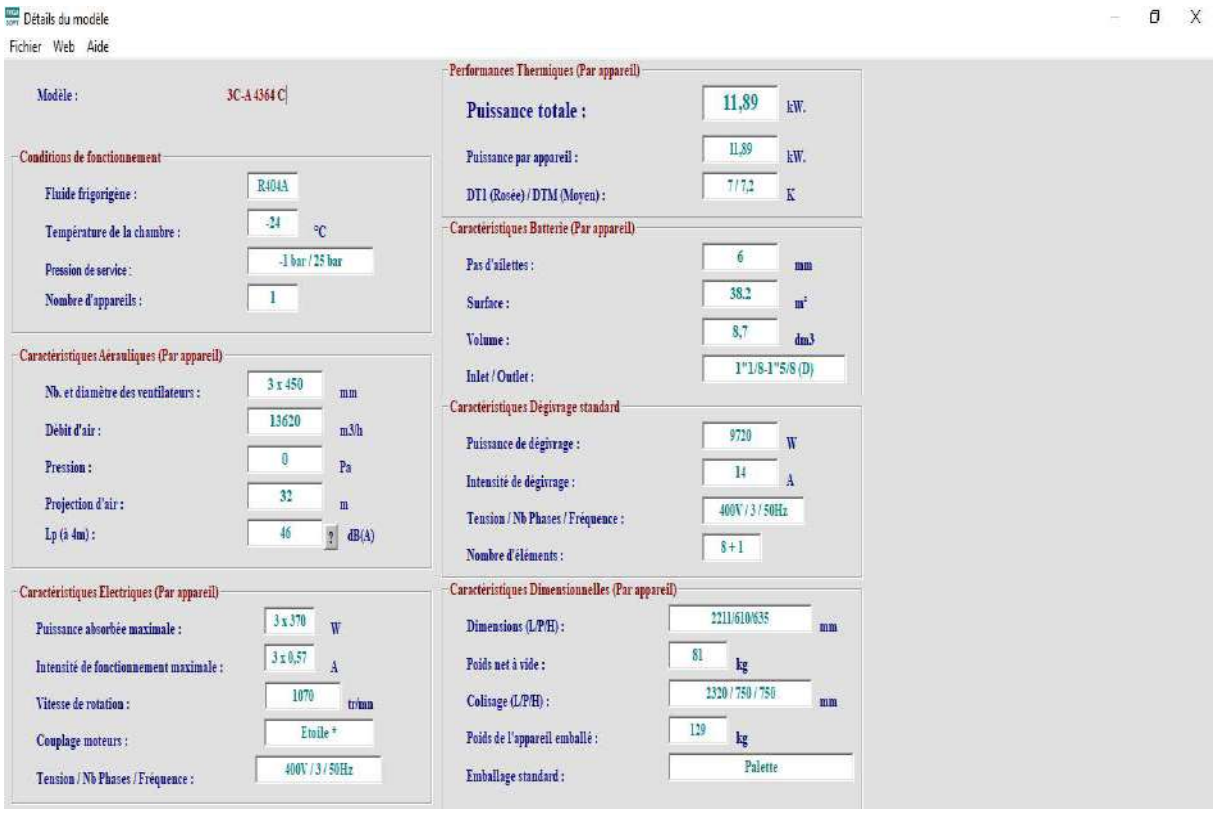


Tableaux de sélection : Evaporateurs

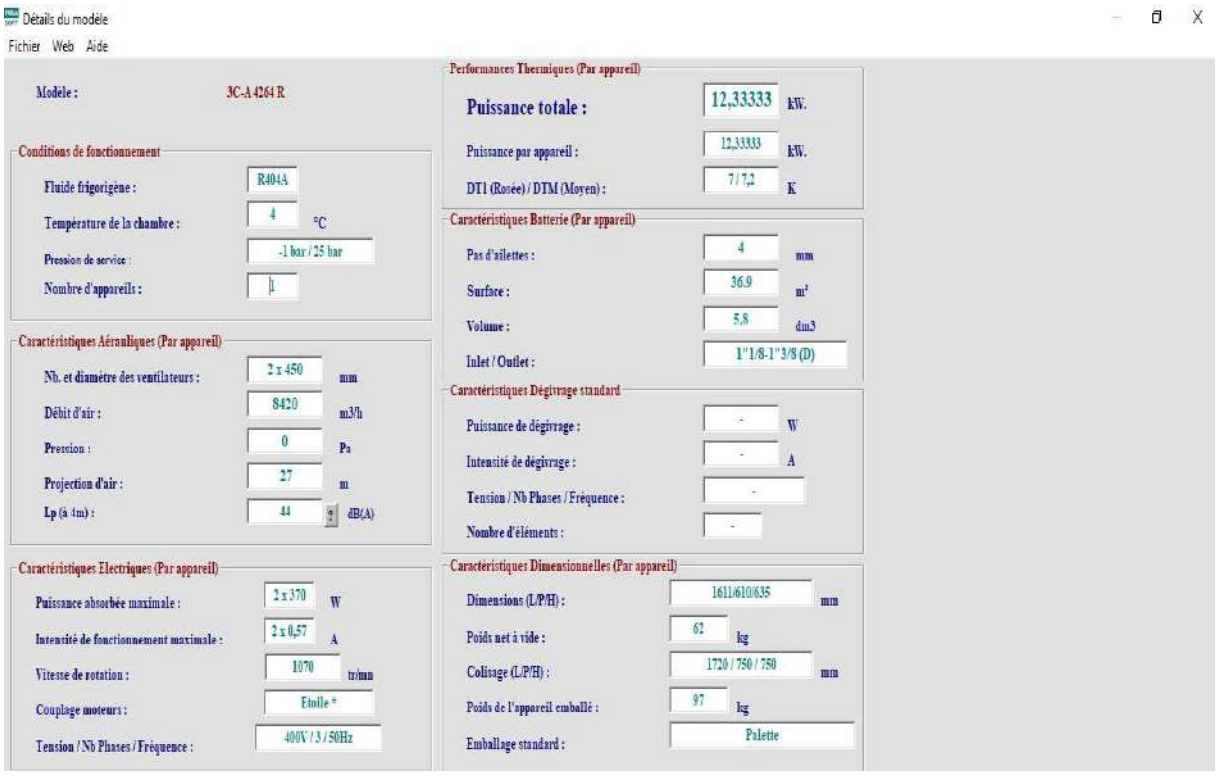
Tunnel de congélation:



Chambre 01+SAS :



Chambre 02+03 :



Tableaux de sélection : Détendeurs

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	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 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			