République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique
Université Dr. YAHIA FARES de MEDEA
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie de la Matière

PROJET DE FIN D'ETUDE

Pour l'obtention du Diplôme de Master en Génie de la Matière
Option : Énergie et froid industriel

THÈME

Etude et Dimensionnement d'un Entrepôt Frigorifique Polyvalent

Encadreur :
Dr. TRIKI Zakaria

Présenté par :
BENYEKHLEF Ahmed

Promotion 2013-2014


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 ma femme. Mes frères .A tous la famille de prés ou de loin.

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

2014.



Remerciement

Louange à Dieu allah de m'avoir donné la force physique et morale pour accomplir ce travail.

La présente étude a été réalisée à l'université de Médéa, sous la direction de Monsieur, TRIKI Zakaria, enseignant au Département de Génie de la matière.

Je tiens à remercier notre encadreur Monsieur : TRIKI Zakaria pour sa confiance, ses encouragement, son suivi aussi que pour les conseils qu'il a porté pour l'achèvement de ce projet.

Tous mes remerciements pour Messieurs : KHALIL Chourfi Ismail, RAZRAZI Ahmed, pour les efforts et les orientations qu'ils ma donnés.

Je remercie également tous les enseignants qui ont contribué de prés ou de loin à notre formation et à la réalisation de cette mémoire.

Je tiens également à remercier l'ensemble des membres du jury qu'ils ont honorés pour le jugement de notre travail.

J'exprime mes sincères remerciements à toute l'équipe de la bibliothèque.

Et enfin, je voudrais remercier tous mes amis pour leur disponibilité et leur aide.

Résumé :

Le recours au froid constitue une pratique courante pour assurer une conservation prolongée des aliments, de quelques jours à quelques semaines. L'entreposage frigorifique, tant publique que privé est en pleine expansion, car les producteurs de produits alimentaires et les détaillants cherchent de plus en plus à externaliser leurs activités logistiques. En outre, la consommation des produits alimentaires réfrigérés ou congelés est entrain d'augmenter.

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

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

Abstract :

The request to the refrigeration is a common pratice to insure a prolonged preservation of food, from few days to few weeks. The cold storage, public as private is rapidly growing, because the foodstuffs producers and the retailers try more and mor to outsource their logistic activities. Besides, the consumption of cooled or frozen foodstuffs is increasing.

For that reason, the aim of this work is to carry out a draft of a multi-purpose cold storage warehouse for the preservation and the freezing of animal and vegetal products. A refrigerated balance assessment is established to determine the necessary powers in every cold rooms and which will be the basis of the design and the selection of the various equipments of the refrigerating system.

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

ملخص :

إن اللجوء إلى التبريد يشكل ممارسة شائعة لحفظ الأغذية على المدى الطويل، من بضعة أيام إلى بضعة أسابيع. التخزين المبرد ، في القطاع العام على حد سواء في قمة التوسع، نظرا لأن منتجي الأغذية وتجار التجزئة يتطلعون بشكل متزايد إلى تعهيد أنشطتهم اللوجستية ، بالإضافة إلى ذلك فإن استهلاك المواد الغذائية المبردة أو المجمدة في تزايد مستمر .

وبالتالي فإن الهدف من موضوع البحث هذا هو إنجاز مشروع مستودع تبريد متعدد الأغراض لتخزين وتجميد المنتجات النباتية والحيوانية، يتم إعداد حوصلة التبريد في تحديد الطاقات اللازمة في كل غرفة تبريد والتي ستكون أساس تصميم واختيار مختلف تجهيزات نظام التبريد.

كلمات المفاتيح: التخزين المبرد، غرفة التبريد، التبريد، تخزين، تجميد.

Liste des figures

N°	Désignation	Page
Figure (II.1)	Vue en plan de l'entrepôt frigorifique	17
Figure (II.2)	Disposition des caisses à l'intérieur des chambres	20
Figure (III.1)	Mur extérieur et plafond	26
Figure (III.2)	Mur intérieur	27
Figure (III.3)	Porte	27
Figure (III.4)	Plancher	28
Figure (III.5)	Transmission de flux de chaleur	**29**
Figure (III.6)	La nomenclature des parois de la chambre	36
Figure (III.7)	Nomenclature des parois du SAS	45
Figure (IV.1)	Machine frigorifique à compression mono étagée	68
Figure (IV.2)	Principe de la compression bi étagée	69
Figure (IV.3)	Machine frigorifique à compression bi étagée à injection totale	71
Figure (IV.4)	Machine frigorifique à compression étagée à injection partielle	72
Figure (IV.5)	Diagramme enthalpique chambre : 01	75
Figure (IV.6)	Diagramme enthalpique chambre : 02	76
Figure (IV.7)	Diagramme enthalpique chambre : 03	77
Figure (IV.8)	Diagramme enthalpique : SAS	78
Figure (IV.9)	Bouteille de refroidissement intermédiaire	80
Figure (IV.10)	Diagramme enthalpique chambre : 04	83
Figure (IV.11)	Diagramme enthalpique chambre : 05	84
Figure (V.1)	Condenseur à air ventilé	91
Figure (V.2)	Evaporateur à détente directe	93
Figure (V.3)	Détendeur thermostatique à égalisation interne	95
Figure (V.4)	Séparateur d'huile	98
Figure (V.5)	Réservoir de liquide horizontale	99
Figure (V.6)	Filtre déshydrateur	101
Figure (V.7)	Le voyant liquide	102
Figure (V.8)	Axonométrie de l'installation de la chambre 01	105
Figure (V.9)	Axonométrie de l'installation de la chambre 02	106
Figure (V.10)	Axonométrie de l'installation de la chambre 03	107
Figure (V.11)	Axonométrie de l'installation de la chambre 04	108
Figure (V.12)	Axonométrie de l'installation de la chambre 05	109
Figure (V.13)	Plan de tuyauterie de l'entrepôt frigorifique	110
Figure (VI.1)	Thermostat et pressostat BP de régulation	113
Figure (VI.2)	Régulation de la haute pression	114
Figure (VI.3)	Pressostats (BP, HP, combiné, différentiel	115
Figure (VI.4)	Thermostats	117
Figure (VI.5)	Circuit de puissance d'une chambre négative	119
Figure (VI.6)	Circuit de commande des chambres négatives	120
Figure (VI.7)	Principe de dégivrage par résistances électriques	121
Figure (VI.8)	Principe de régulation par tirage au vide.	122

Liste des tableaux

N°	Désignation	Page
Tableau (II.1)	Description des chambres froides	**16**
Tableau (II.2)	Données climatiques extérieurs	17
Tableau (II.3)	Conditions intérieures d'entreposage	17
Tableau (II.4)	Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés	19
Tableau (II.5)	La densité d'entreposage	21
Tableau (III.1)	Mur extérieur et plafond	26
Tableau (III.2)	Mur intérieur	27
Tableau (III.3)	Porte	27
Tableau (III.4)	Plancher	28
Tableau (III.5)	Les valeurs de ΔT´en fonction de l'orientation et latitude et les parois	30
Tableau (III.6)	Les valeurs des coefficients C et n	32
Tableau (III.7)	Propriété physique de l'air	33
Tableau (III.8)	La vitesse de l'air à l'intérieur et l'extérieur des chambres	35
Tableau (III.9)	Les coefficients (C, m, n) en fonction du régime d'écoulement	35
Tableau (III.10)	Le coefficient de rayonnement	36
Tableau (III.11)	Propriété physique de l'air	38
Tableau (III.12)	Les apports de chaleur par transmission (chambre 01)	43
Tableau (III.13)	Les apports de chaleur par transmission (chambre 02)	43
Tableau (III.14)	Les apports de chaleur par transmission (chambre 03)	44
Tableau (III.15)	Les apports de chaleur par transmission (chambre 04)	44
Tableau (III.16)	Les apports de chaleur par transmission (chambre 05)	45
Tableau (III.17)	Les apports de chaleur par transmission (SAS)	46
Tableau (III.18)	La somme des apports de chaleur par transmission pour chaque chambre	47
Tableau (III.19)	Nombre de renouvellement d'air par jour	48
Tableau (III.20)	Les apports dus au renouvellement d'air systématique	49
Tableau (III.21)	La quantité de chaleur introduite par infiltration d'air / m^2	49
Tableau (III.22)	Les apports dus au renouvellement d'air intempestif	51
Tableau (III.23)	Les apports dus à l'introduction des denrées	51
Tableau (III.24)	Les apports dus à l'éclairage	52
Tableau (III.25)	La quantité de chaleur dégagée par le personnel	53
Tableau (III.26)	Les apports dus au personnel	53
Tableau (III.27)	Les apports dus à la respiration des denrées	54
Tableau (III.28)	Les apports dus au refroidissement de l'emballage	55
Tableau (III.29)	La somme des apports de chaleur de l'entrepôt	56
Tableau (III.30)	La puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)	57
Tableau (IV.01)	ODP et GWP des différents fluides frigorigènes	64
Tableau (IV.02)	les propriétés physico chimiques du R404A	65
Tableau (IV.03)	L'écart de température	66

Tableau (IV.04)	Les paramètres de fonctionnement de l'installation	68
Tableau (IV.05)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 01)	76
Tableau (IV.06)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 02)	77
Tableau (IV.07)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 03)	78
Tableau (IV.08)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (SAS)	79
Tableau (IV.09)	Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée	79
Tableau (IV.10)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 04)	84
Tableau (IV.11)	L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 05)	85
Tableau (IV.12)	Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée	85
Tableau(V.01)	Caractéristiques géométriques des compresseurs de l'installation	88
Tableau (V.02)	Le dimensionnement des compresseurs de l'installation	90
Tableau (V.03)	Caractéristiques géométriques des condenseurs de l'installation	92
Tableau (V.04)	Caractéristiques géométriques des évaporateurs de l'installation	94
Tableau (V.05)	Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation	97
Tableau (V.06)	Caractéristiques du séparateur d'huile pour chaque installation	99
Tableau (V.07)	Caractéristiques des réservoirs de liquide pour chaque installation	100
Tableau (V.08)	Caractéristiques de la BRI pour l'installation bi étagée	101

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, $\Delta T'$	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

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

Abréviations

SAS Salle avant stockage.
PUR Polyuréthane.
S Sud.
N Nord.
E Este.
O Ouest.
NE Nord Este.
SO Sud Ouest.
NO Nord 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. Historique de froid 11
I .1.1. Histoire de froid (Glace Naturelle) 11
I.2. La conservation des aliments. 12
I .2.1. La Salaison 12
I.2.2. Le Fumage 12
I.2.3. Le Confisage dans la graisse 13
I.2.4. La fermentation 13
I.2.4.1. Action des bactéries 13
I.2.4.2. Action des levures 13
I.2.4.3. Action des moisissures 13
I.3. Conservation par le froid 13
I.3.1. La Réfrigération 13
I.3.2. La Congélation 13
I.3.3. La Surgélation 13
I.4. Les entrepôts frigorifiques 14
I.4.1. Entrepôt d'usine 14
I.4.2. Entrepôt de commerce 14
I.4.3. Entrepôt des lieux de production 14
I.4.4. Entrepôt spéciale 14
I.4.5. Entrepôt polyvalent 14
I.5 Objectif de projet 15
I.6 Plan de travail 15
Chapitre II : Destination et conception de l'entrepôt
II.1. Introduction 17
II .2. Description et situation de l'entrepôt frigorifique 17
II.3. Données climatiques 19
II.3.1. Données climatiques extérieurs 19
II.3.2. Conditions intérieures d'entreposage 19
II.3.3. Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer 19
II.4. Tonnage des denrées à entreposer 20
II.4.1. Capacité de stockage 20
II.4.2. Calcul le nombre de caisses 21
II.4.3. Calcul de la densité d'entreposage 22
Chapitre III: Calcul du bilan frigorifique
III.1. Introduction 24
III.2. Le transfert de chaleur 24
III.2.1. Les modes de transfert de chaleur 24
III.2.1.1. La conduction 24
III.2.1.2. La convection 25
III.2.1.3. Le rayonnement 25

III.2.1.4. Isolation thermique de l'entrepôt 25
III.3.1. Le choix de l'isolant 25
III.3.2. Les caractéristiques du polyuréthane 25
III.4. Le choix des différentes parois 26
III.4.1. Mur extérieur et plafond 26
III.4.2. Mur intérieur 27
III.4.3. Porte 27
III.4.4. Plancher 28
III.5. Les différents apports de chaleur 28
III.5.1. Les apports externes 28
III.5.1. Les apports internes 28
III.5.1.1. Les apports dépendants des denrées 28
III.5.1.2. Les apports indépendants des denrées 29
III.6. Les apports par transmission 29
III.6.1. Le calcul du coefficient d'échange intérieur h_i 31
III.6.1.1. Calcul de h_{icl} 31
III.6.1.2. Calcul de ΔT 33
III.6.1.3. Calcul de B 34
III.6.1.4. Calcul de h_{icf} 34
III.6.1.5. Calcul de h_{ir} 35
III.6.2. Le calcul du coefficient d'échange extérieur h_e 36
III.7. Exemple de calcul 36
III.7.1. Le calcul de h_{icf} 40
III.7.1.1. Le calcul de h_{ir} 41
III.7.1.2. Calcul de h_i 41
III.7.1.3. Le calcul de l'épaisseur de l'isolant E_{is} 42
III.7.1.4. Exemple de calcul : Chambre 01 42
III.8. Les apports dus au renouvellement d'air 47
III.8.1. Les apports dus au renouvellement d'air systématique 47
III.8.1.1. Exemple de calcule : Chambre 01 48
III.8.2. Les apports dus au renouvellement d'air intempestif 48
III.8.2.1.Exemple de calcul : Chambre 01 49
III .9. Les apports dus à l'introduction des denrées 50
III .9.1. Exemple de calcule : Chambre 01 50
III.10. Les apports dus à l'éclairage 51
III .10.1. Exemple de calcule : Chambre 01 51
III.11. Les apports dus au personnel 52
III.11.1.Exemple de calcule: Chambre 01 53
III.12. Les apports dus à la respiration des denrées 53
III.12.1.Exemple de calcule : Chambre 02 54
III.13.Les apports dus au refroidissement de l'emballage 54
III.13.1.Exemple de calcule : Chambre 01 55
III.14. Les apports dus aux moteurs des ventilateurs et aux résistances de dégivrages des évaporateurs 55

III.14.1. Exemple de calcule : Chambre 01 57
III.15.Vérification de la température du SAS 57
Chapitre IV: Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques
IV.1. Introduction 60
IV.2. Le choix des moyens de production du froid 60
IV.3. Le choix du fluide frigorigène 60
IV.3.1. Classification des fluides frigorigènes 60
IV.3.2. Critères de choix des fluides frigorigènes 61
IV.3.2.1. Critères thermodynamiques 61
IV.3.2.2. Critères de sécurité 61
IV.3.2.3. Critères techniques 61
IV.3.2.4. Critères économiques 62
IV.3.2.5. Critères écologiques 62
IV.4. Les propriétés physico-chimiques du R-404A 65
IV.5. Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle 65
IV.5.1. La température de condensation 65
IV.5.2. La température d'évaporation 66
IV.5.3. La pression de condensation et d'évaporation 66
IV.6. Le taux de compression 67
IV.6.1. Exemple de calcul : chambre 04 67
IV.7. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres 68
IV.7.1. La machines à compression mécanique mono étagée 68
IV.7.1.1. Principe de fonctionnement 69
IV.7.2. La machines à compression mécanique bi étagée 69
IV.7.2.1. Le principe fonctionnel 70
IV.7.2.2. La machines à compression mécanique bi étagée à injection totale 71
IV.7.2.2.1. La machines à compression mécanique bi étagée à injection partielle 72
IV.8. Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée 73
IV.8.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée 73
IV.8.1.1. Le débit massique du fluide frigorigène 73
IV.8.1.2. Le débit volumique du fluide frigorigène 73
IV.8.1.3. La puissance théorique consommée par le compresseur 74
IV.8.1.4. La quantité de chaleur dégagée par le condenseur 74
IV.8.1.5 Le coefficient de performance (COP) 74
IV.8.1.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation 74
IV.9. Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (chambres 01,02,03) 74
IV.9.1. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée 79
IV.9.2. Le bilan massique de la BRI 80
IV.9.3. L'étage bas pression 80
IV.9.3.1. Le débit massique du fluide frigorigène 80
IV.9.3.2. Le débit volumique du fluide frigorigène 81
IV.9.3.3. La puissance théorique consommée par le compresseur 81
IV.9.4. L'étage haut pression 81
IV.9.4.1. Le débit massique du fluide frigorigène 81

IV.9.4.2. Le débit volumique du fluide frigorigène 81
IV.9.4.3. La puissance théorique consommée par compresseur 81
IV.10. La quantité de chaleur dégagée par le condenseur 81
IV.11. Le coefficient de performance (COP) 82
IV.12. Vérification du bilan frigorifique de l'installation 82
IV.13. Le tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (chambre 04) 82
IV.14. Bilan de l'installation bi étagée 85
Chapitre V : Choix et calcul des éléments de l'installation
V.1. Introduction 87
V.2. Le compresseur 87
V.2.1. Principe de fonctionnement 87
V.2.2. Le dimensionnement du compresseur 87
V.2.2.1. La cylindrée "C" 88
V.2.2.2. Le volume balayé (V_b) 88
V.2.2.3. Le débit massique réel du fluide 89
V.2.2.4. La puissance réelle du compresseur 89
V.2.2.5. Le rendement volumétrique du compresseur 89
V.2.2.6. La puissance frigorifique réelle 89
V.2.2.7. Le temps réel de fonctionnement de l'installation 89
V.3. Le condenseur 90
V.3.1. Le condenseur à air (à ailettes) 90
V.3.2. Fonctionnement d'un condenseur à air ventilé 91
V.3.3. Dimensionnement du condenseur à air (à ailettes) 92
V.4. L'évaporateur 92
V.4.1. Fonctionnement d'un l'évaporateur 92
V.4.2. Dimensionnement des évaporateurs 93
V.5. Le détendeur 94
V.5.1. La composition et le fonctionnement des détendeurs thermostatiques 94
V.5.2. Dimensionnement du détendeur thermostatique 96
V.5.2.1. Exemple de calcule : chambre 01 96
V.6. Les appareils annexes de l'installation 97
V.6.1. Séparateur d'huile 97
V.6.1.1. Principe de fonctionnement du séparateur d'huile 98
V.6.1.2. Dimensionnement du séparateur d'huile 98
V.6.1.3. Exemple de calcule : chambre 01 99
V.7. Réservoir de liquide 99
V.7.1. Dimensionnement du réservoir de liquide pour les installations mono étagées 100
V.7.2. Exemple de calcule : chambre 01 100
V.8. Dimensionnement la BRI pour l'installation bi étagée 100
V.9. Filtre déshydrateur 101
V.10. Le voyant liquide 102
V.10.1 Caractéristiques de voyant spécifie pour les HFC 102
V.11. Le Clapet de retenue 103
V.12. Tuyauterie et pertes de charge de l'installation 103

V.12.1. Tuyauterie de refoulement 103
V.12.2. Tuyauterie d'aspiration 104
V.13. Axonométrie de la tuyauterie 104
Chapitre VI : Régulation
VI.1. Introduction 112
VI.2. Régulation de la basse pression 112
VI.2.1. Principe de la régulation par tirage au vide 112
VI.2.1.1. Mise à l'arrêt de la machine 112
VI.2.1.2. Remise en route de la machine 113
VI.2.1.3. Avantages 113
VI.2.1.4. Réglage 113
VI.3. Régulation de la haute pression 114
VI.4. Les pressostats 114
VI.4.1. Le pressostat bas pression 116
VI.4.1.1. En tant qu'organe de commande 116
VI.4.1.2. En tant qu'organe de sécurité 116
VI.5. Pressostat haute pression 116
VI.5.1. En tant qu'organe de régulation 116
VI.6. Pressostat combiné 116
VI.7. Pressostat différentiel 116
VI.8. Le thermostat 117
VI.8.1. Régulateurs de pression de condensation 117
VI.8.2. Régulateurs de pression d'évaporation 118
VI.9. L'hygrostat 118
VI.10. Le détendeur 118
VI.11. L'électricité 118
Conclusion générale 124
Annexes

Chapitre I : Généralités

I .1. Historique de froid :

I .1.1: 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 long temps, 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.2. La conservation des aliments : [1]

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

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

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

I .2.1. La Salaison :

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

I.2.2. Le Fumage :

La fumée produite par la combustion lente de bois, choisis pour leurs propriétés odoriférantes, est antioxydant, antibactérienne et antifongique. Cette fumée naturelle est

remplacée, industriellement, par des solutions phénoliques (crésol) ou par des acides organiques qui sont antiseptiques et qui donnent l'illusion du "goût de fumée".

I.2.3. Le Confisage dans la graisse :

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

I.2.4. La fermentation :

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

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

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

I.3. Conservation par le froid :

I.3.1. La Réfrigération : les aliments sains se conservent quelques jours, entreposés à des températures comprises entre 0°C ; et + 8°C.L'évolution microbienne est ralentie.

I.3.2. La Congélation : la température des aliments est abaissée jusqu'à -18°C. Les produits sont stabilisés en l'état et la durée de conservation varie de quelques semaines à quelques mois.

I.3.3. La Surgélation : l'abaissement rapide de la température des aliments, jusqu'à -40°C. En quelques secondes, favorise la stabilisation en l'état, sans altération des cellules pour une durée de conservation allant de quelques semaines à quelques mois, voire plus d'un an.

I.4. Les 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.4.1. Entrepôt d'usine :

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

I.4.2. Entrepôt de commerce :

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

I.4.3. Entrepôt des lieux de production:

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

I.4.4. Entrepôt spéciale:

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

I.4.5. Entrepôt polyvalent:

Ils permettent d'entreposer les marchandises les plus divers dans des conditions d'ambiances tout aussi variées, se sont en général des entrepôts dit publics conçus pour pouvoir entreposer des marchandises pour le compte de tiers dans notre cas l'entrepôt appartient à la deuxième catégorie (entrepôt de commerce).

I.5. Objectif du projet :

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

I.6. 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 calcul le bilan frigorifique afin de déterminer les puissances à installer dans chaque chambre de l'entrepôt. Dans le quatrième chapitre, on choisie 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 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 cinq (05) chambres froides :

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

Tableau (II.1) : Description des chambres froides

Chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Température (°c)	Rôle
01	9.5	9	6	3	Réfrigération
02	9.5	9	6	2	Réfrigération
03	9.5	6	6	9	Réfrigération
04	9.5	6	3	- 40	Congélation rapide
05	24	15	6	-18	Congélation

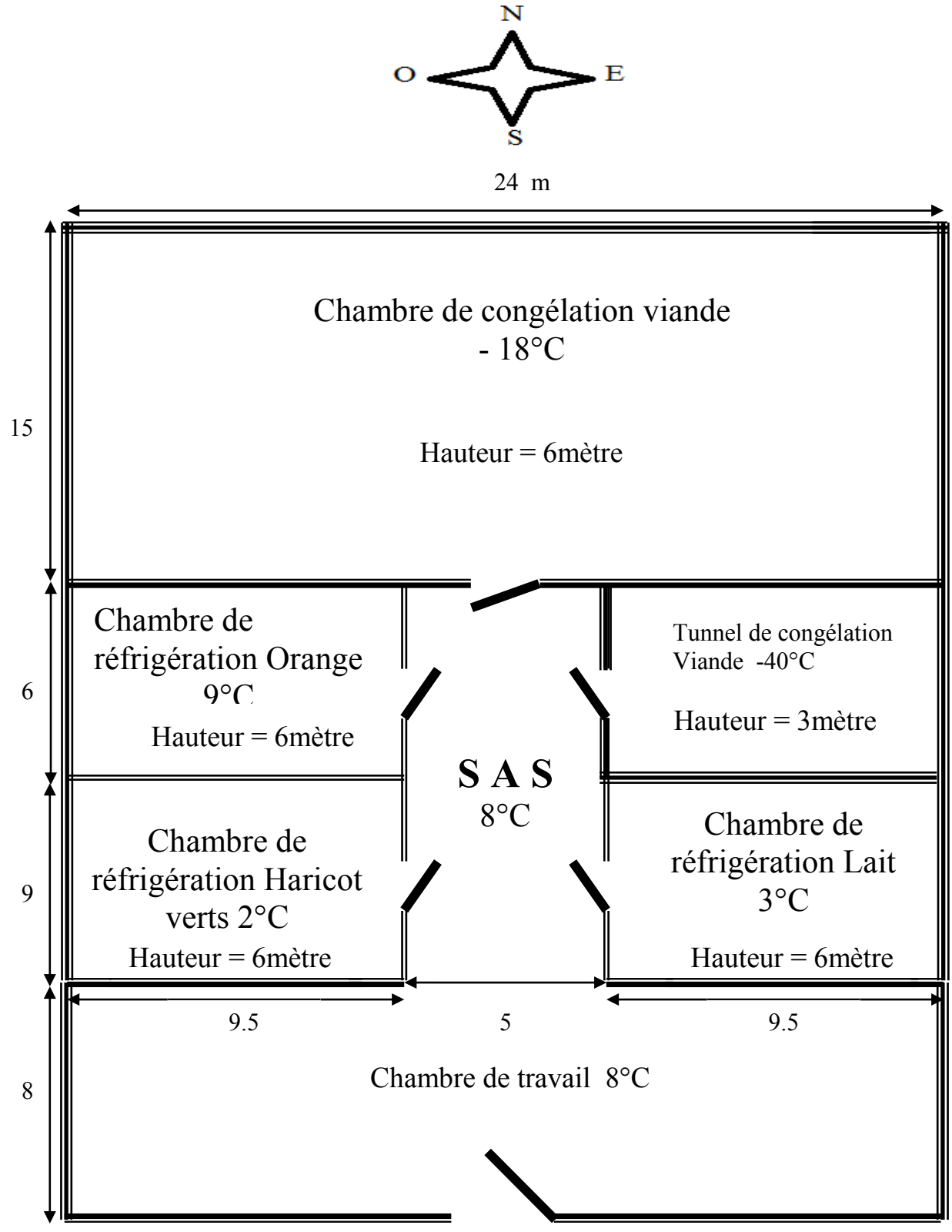


Figure (II.1) : Vue en plan de l'entrepôt frigorifique

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 caractériser en période Estivale par :

Tableau (II.2) : Données climatiques extérieurs [2]

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.2.3) : Conditions intérieures d'entreposage [3]

Chambre	Température (°C)	Humidité relative (%)	Vitesse de l'air (m/s)
01	3	90	1.5
02	2	90	1.5
03	9	90	1.5
04	-40	90	2.5
05	-18	90	2.5
SAS	8	70	1

II.3.3. Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer:

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

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

Denrées	Température de congélation T (°C)	Chaleur massique (KJ/Kg. °k)		Chaleur latente de congélation (KJ/Kg)
		Cp avant congélation	Cp après congélation	
Viande	-1.5	3.18	1.76	251
Lait	- 0.56	3.85	1.93	293
Haricots verts	-1	3.85	1.97	297
Orange	- 0.94	3.56	1.84	292

II.4. Tonnage des denrées à entreposer :

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

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

Cette capacité dépend essentiellement du :

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

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 :

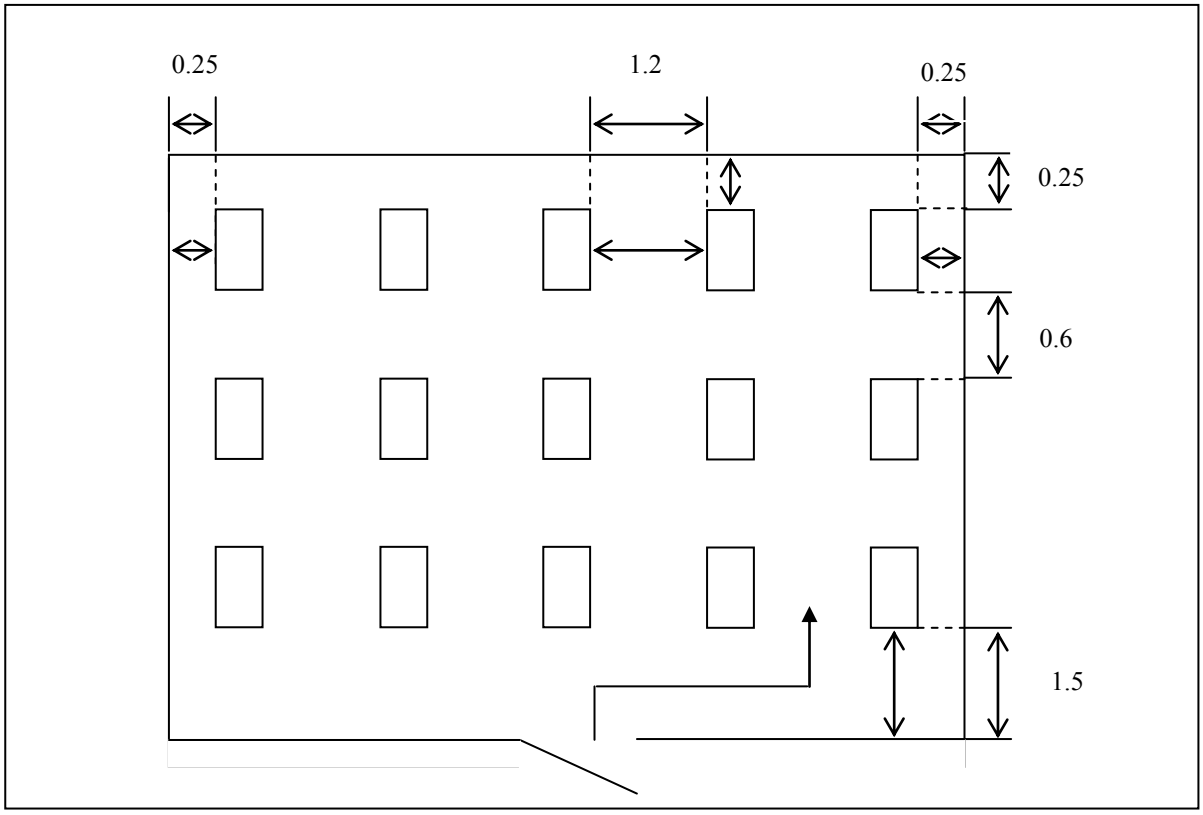


Figure (II.2) : Disposition des caisses à l'intérieur des chambres

II.4.2. Calcul le nombre de caisses :

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

Les dimensions de la chambre (L × l × H) = (24 × 15 × 06) m^3

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

$$\mathbf{0.45 \times n_1 + 1.2\,(n_1\text{-}1) + 2 \times 0.25 = 24} \quad \text{..... (II.1)}$$

$n_1 = 14$ caisses.

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

$$\mathbf{0.8 \times n_2 + 0.6\,(n_2 - 1) + 1.5 \times 0.25 = 15} \quad \text{.....(II.2)}$$

$n_2 = 10$ caisses.

On peut mettre jusqu'à 10 caisses dans le sens de la hauteur $n_3 = 20$

N_t : Nombre total de caisses dans la chambre froide.

$N_t = n_1 \times n_2 \times n_3 = 14 \times 10 \times 20$

$N_t = 2800$ caisses.

II.4.3. Calcul de la densité d'entreposage :

La masse d'une caisse de poisson varie entre 45 et 55 Kg donc on prend la masse moyenne.

La contenance moyenne d'une caisse est $m_c = 50$ Kg

La densité d'entreposage est :

$M_t = N_t \times m_c$

$M_t = 2800 \times 50 = 140000$ Kg

$$M_t = 140000 \text{ Kg.}$$

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

$M_j = M_t \times 10\% = 14000$ Kg/Jour = 14 tonne/jour.

$M_j = 14$t/j.

Le débit massique d'entreposage :

$Q_j = M_j /24 = 14000 /24 = 583.33$ kg/h.

$Q_j = 583.33$ kg/h.

Tableau (II.5) : La densité d'entreposage

Chambre	N_t caisses	M_t Kg	M_j Kg/j	M_j Tonne/j	Q_j Kg/h
01	720	36000	3600	3.6	150
02	720	36000	3600	3.6	150
03	480	24000	2400	2.4	100
04	270	13500	1350	1.35	56.25
05	2800	140000	14000	14	583.33
SAS	600	30000	3000	3	125

Pour le tunnel de congélation la distance entre deux caisses dans le sens de la langueur est de (0.4 m), et la distance entre la porte et les caisses est de (1.2 m) parce que le tunnel est destiné à la congélation rapide.

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, a fin 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. Le transfert de chaleur: [5]

On appel 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. Les modes de transfert de chaleur:

Il y a trois modes de transfert thermique principaux :

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

III.2.1.1. La conduction:

C’est un processus physique de transmission de la chaleur qui s’appuie sur un milieu matériel (solide, liquide, gaz), sans mouvement de matière, et qui fait passer la chaleur des zones chaudes 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. La convection:

C'est un processus physique de transmission de la chaleur qui s'appuie sur un milieu matériel avec mouvement de matière on ne peut donc avoir de convection que dans les liquides est les gaz.

III.2.1.3. Le rayonnement :

Les corps émettent de l'énergie par leur surface, sou forme d'un rayonnement d'onde électromagnétique, et ce dotant plus que leur température est élevée, inversement, soumis à un rayonnement ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur.

Le rayonnement est un processus physique de transmission de la chaleur sans matériel. Notant que :

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

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. Le choix de l'isolant :

Pour notre entrepôt, on a choisi les isolants suivants:

- Le liège pour le plancher à cause de sa bonne résistance mécanique [λ = 0.043 (w/m°C)].
- Le Polyuréthane (PUR) [λ = 0.024 (w/m °C)].

III.3.2. Les caractéristiques du polyuréthane :

- Conductivité thermique très faible λ = 0.024 (w/m°c)
- Masse volumique faible.
- Bonne résistance mécanique et chimique.
- Non Toxique.

- Ininflammable.
- Inodore.
- Volume constant.
- Léger.
- Etanche à la vapeur d'eau.
- Disponible en Algérie.
- Moins chère.

III.4. Le choix des différentes parois : [6]

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 choisie les portes de type coulissant à ouverture automatique, l'épaisseur du cadre adapté à celui de la paroi, isolée en polyuréthane. Les dimensions des portes pour les chambres froides sont de (2.5×1.6) m^2 et (3×2) m^2 pour la porte du SAS.

III.4.1. Mur extérieur et plafond :

La composition de cette paroi est donnée au tableau suivant :

$R_i = e / \lambda$ …….... (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	/	/	0.21
03	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
04	Polyuréthane	/	0.024	/
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

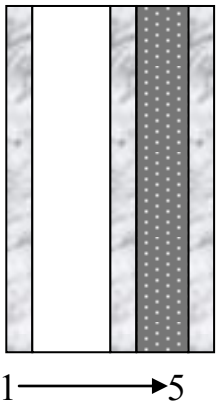


Figure (III.1) :

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	/	0.024	/
03	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

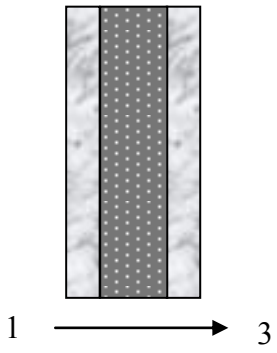


Figure (III.2) :
Mur intérieur

III.4.3. Porte :

Tableau (III.3) : Porte				
N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^0K)	R_i (m^2.K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Bois	0.02	0.15	0.133
03	Polyuréthane	/	0.024	/
04	Bois	0.02	0.15	0.133
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

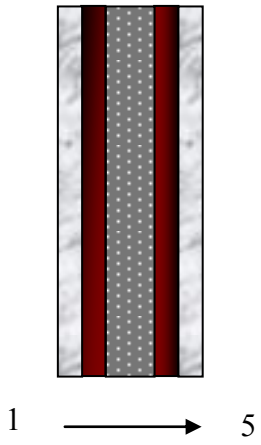


Figure (III.3) : Porte

III.4.4. Plancher :

Tableau (III.4) : Plancher

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^{0}K)	R_i (m^2.K/W)
01	Carrelage	0.03	1.05	0.028
02	Enduit ciment	0.02	0.87	0.022
03	Dalle en B .A	0.12	1.16	0.103
04	Carton bitumé	0.002	0.23	0.0086
05	Liège	/	0.043	/
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

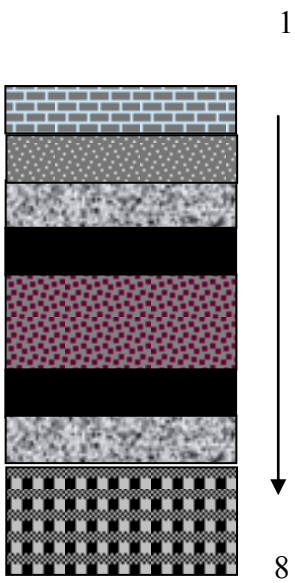


Figure (III.4) :

Plancher

III.5. Les différents apports de chaleur: [4]

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

III.5.1. Les apports externes:

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

III.5.2. Les apports internes:

III.5.2.1. Les apports dépendants des denrées :

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

III.5.2.2. Les apports indépendants des denrées :

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

III.6. Les apports par transmission:

La transmission de chaleur due à la variation de température entre deux milieux (extérieur et intérieur), le flux de chaleur traverse la paroi de la température élevée vers la température basse. .

On dit un flux entrant donc la température extérieure et plus élevée que celle de l'intérieure.

$T_e > T_i$

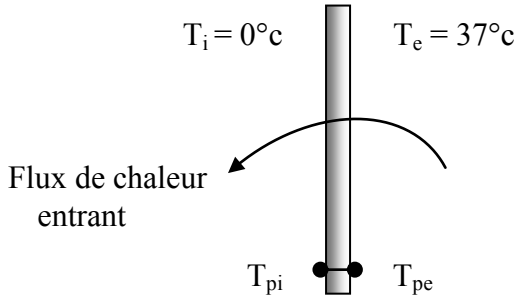


Figure (III .5) : Transmission de flux de chaleur

T_e : température extérieure.

T_i : température intérieure.

T_{pi} : température de la paroi intérieure.

T_{pe} : température de la paroi extérieure.

Et contrairement, si le flux de chaleur est sortant donc la température extérieure et plus basse que celle de l'intérieure. ($T_e < T_i$).

Les apports par transmission sont calculés par la relation suivante:

$$\mathbf{Q = K \times S \times \Delta T} \quad \text{……..……} \quad \mathbf{(III.2)}$$

S : Surface d'échange de la paroi considérée [m^2].

K : coefficient global de transmission de chaleur [$W/m^2\ ^\circ C$].

ΔT: Différence de température entre l'intérieure et l'extérieure de la paroi.

- Pour les parois intérieures ou les parois extérieures non ensoleillées.

$$\Delta T = T_e - T_i \quad \text{…..……... (III.3)}$$

T_i : Température intérieure de la paroi [°C].

T_e : Température extérieure de la paroi [°C].

La conversion de Kcal/h en Kw.

1 Kcal/h = 1.16×10^{-3} Kw.

- Pour les parois ensoleillées (paroi extérieure) :

Pour effectuer un calcul précis dans le cas d'une paroi fortement ensoleillée, on majore l'écart de température (ΔT) donnant la charge thermique par transmission de la valeur de (ΔT′) donnée dans le tableau (III.5), on a alors:

$$Q = K \times S \times (\Delta T + \Delta T') \quad \text{…….(III.4)}$$

Tableau (III.5) : Les valeurs de ΔT′en fonction de l'orientation et latitude et les parois [7]

Latitude °E	Orientation des parois verticales								Paroi horizontale
	S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	7.4
30	1.9	3.0	3.7	3.0	1.9	3.0	3.6	3.0	7.4
36.27	2.40	3.14	3.31	2.87	1.77	2.87	3.66	3.43	7.29
40	2.7	3.5	3.7	2.8	1.7	2.8	3.7	3.7	7.3

- Les problèmes posés dans le calcul des apports par transmission sont les suivants:

Il faut déterminer pour chaque paroi :

- h_i : le coefficient d'échange de chaleur interne.
- h_e : le coefficient d'échange de chaleur externe.
- e_{is} : l'épaisseur de l'isolant.

$$K \quad \frac{1}{1/h_i + \sum_{i=1}^{n} R_i + 1/h_e} \quad \text{……..…… (III.5)}$$

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

$\sum R_i$: la somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi en (m^2.k/w).

Chaque couche de matériaux est caractérisée par son épaisseur (e) en (mètre) et par son coefficient de conductivité thermique λ en (w/m.k).

Exemple pour le mur intérieu

$$\sum_{i=1}^{n} R_i = e_1/\lambda_1 + e_2/\lambda_2 + e_3/\lambda \text{.....(III.6)}$$

Les caractéristiques du mur intérieur tableau (III.2).

$$\sum_{i=1}^{n} R_i = 0.005/45 + e_{is} / 0.024 + 0.005/45 = 2.22 \times 10^{-4} + e_{is} / 0.024.$$

Donc on doit d'abord calculer le coefficient d'échange de chaleur interne et externe et après on calcul l'épaisseur de l'isolant.

III.6.1. Le calcul du coefficient d'échange intérieur h_i :

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

- échange thermique par convection, son coefficient est : (h_{ic}).
- échange thermique par rayonnement, son coefficient est : (h_{ir}).

$$h_i = h_{ic} + h_{ir} \text{.....(III.7)}$$

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

- le coefficient d'échange thermique par convection libre (h_{icl}).
- le coefficient d'échange thermique par convection forcé (h_{icf}).

$$h_{ic} = h_{icl} + h_{icf} \text{.....(III.8)}$$

III.6.1.1. Calcul de h_{icl} :

Le coefficient d'échange thermique par convection libre est calculé par la relation suivante.

$$h_{icl} = (Nu \times \lambda)/L \text{.....(III.9)}$$

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

λ : Cœfficient de conductivité thermique.

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

$Nu = C.(Gr \times Pr)^{n}$……..(III.10)

C et n : des coefficients en fonction du module (Gr×Pr) sont donnés au (tableau).

Tableau (III.6) : Les valeurs des coefficients C et n [8]

Paroi	Régime	Gr × Pr	C	n
Paroi verticale	Laminaire Turbulent	$10^4 \div 10^9$ $10^9 \div 10^{12}$	0.59 0.129	0.25 0.33
Paroi horizontale	Flux ascendant			
	Laminaire Turbulent	$10^5 \div 2\times10^{12}$ $10^5 \div 2\times10^{12}$	0.27 0.27	0.25 0.25
Paroi horizontale	Flux descendant			
	Laminaire Turbulent	$10^5 \div 2\times10^{7}$ $2\times10^{7} \div 3\times10^{12}$	0.54 0.14	0.25 0.33

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

$Gr = [(\rho^2 \times g \times \Delta T \times B \times L^3) / \mu^2] = [g \times \Delta T \times B \times L^3) / \nu^2]$……...(III.11)

$Gr = [g \times \Delta T \times B \times L^3) / \nu^2]$

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

$Pr = (\mu \times Cp) / \lambda = (\rho \times Cp \times \nu) / \lambda$

$Pr = (\rho \times Cp \times \nu) / \lambda$…….(III.12)

g : la gravité de la terre (10 m^2/s).

ΔT : la variation de température.

B : Coefficient de dilatation volumique en (K^{-1}).

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

ν : Viscosité cinématique.

Cp : Chaleur spécifique.

λ : Conductivité thermique.

Les caractéristiques de l'air (ν, Cp etλ) sont données au tableau :

Tableau (III.7) : Propriété physique de l'air [5]

Température (°C)	Température (°k)	Masse volumique ρ Kg/m^3	Conductivité thermique λ (w/m°k) .10^{-3}	Chaleur spécifique Cp (KJ/kg°k)	Viscosité cinématique ν (m^2/s).10^{-6}
-50	223.15	1.584	20.4	1.013	9.33
-40	233.15	1.458	21.2	1.010	10.58
-30	243.15	1.426	22	1.009	11.94
-20	253.15	1.395	22.8	1.009	12.43
-10	263.15	1.342	23.6	1.009	12.79
0	273.15	1.293	24.4	1.005	13.28
10	283.15	1.247	25.1	1.005	14.16
20	293.15	1.205	25.9	1.005	15.06
30	303.15	1.165	26.7	1.005	16.00
40	313.15	1.128	27.6	1.005	16.96
50	323.15	1.093	28.3	1.005	17.95

III.6.1.2. Calcul de ΔT :

ΔT est calculé à partir de la relation suivante :

$$\mathbf{Q_u = h_i \times \Delta T} \quad \text{.....(III.13)}$$

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

- Pour les chambres de conservation (chambre positive)
- $Q_u = 10$ (w/m^2).
- Pour les chambres de congélation (chambre négative)
- $Q_u = 8$ (w/m^2).On suppose que $h_i = 7$ (w/m^{2}K).

$Q_u = h_i \times \Delta T$ donc $\Delta T = Q_u / h_i$

- $\Delta T = 1.142$ °C pour les chambres de congélation.
- $\Delta T = 1.428$ °C pour les chambres de conservation.

III.6.1.3. Calcul de B : (coefficient de dilatation volumique):

B est calculé par la relation suivante :

$B = 1 / T_m$ ……..…….. (III.14)

T_m : température moyenne en (k), calculée par la formule suivante:

$T_m = (Ti + T_{pi}) / 2$ …..…….. (III.15)

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

- $T_{pi} = T_i + \Delta T$ si le flux est entrant.
- $T_{pi} = T_i - \Delta T$ si le flux est sortant.
-

III.6.1.4. Calcul de h_{icf} :

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

$h_{icf} = (Nu \times \lambda)/L$ …….……(III.16)

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

λ : Coefficient de conductivité thermique.

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

$Nu = C \times Re^m \times Pr^n$……...(III.17)

Pr : nombre de Prandtl (nombre adimensionnel) est déjà calculé pour h_{icl} et c'est le même pour h_{icf}.

Re : nombre de Reynolds (nombre adimensionnel) calculé par la formule suivante :

$Re = (V \times L) / \nu$……..(III.18)

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

V_{int} : la vitesse de l'air intérieur.

V_{ext} : la vitesse de l'air extérieur pour le calcul de h_{ecf} .

La vitesse de l'air extérieur varie entre (05 ÷ 10) m/s dans la région de Médéa.

V données au tableau suivant:

Tableau (III.8) : La vitesse de l'air à l'intérieur et l'extérieur des chambres		
	Chambre	Vitesse de l'air (m/s)
Intérieur	01	1.5
	02	1.5
	02	1.5
	04	2.5
	05	2.5
	SAS	1
Extérieur		6

C, m et n : sont des coefficients qui varient selon le régime d'écoulement donnés au tableau suivant :

Tableau (III.9) : Les coefficients (C, m, n) en fonction du régime d'écoulement [5]				
Nombre de Reynolds (Re)	Le régime d'écoulement	C	m	n
$> 4 \times 10^5$	Turbulent	0.036	0.8	0.33
$< 4 \times 10^5$	Laminaire	0.664	0.5	0.33

III.6.1.5. Calcul de h_{ir} :

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

$$\mathbf{h_{ir} = C_{12} \times [(T_{pi} / 100)^4 - (T_i / 100)^4] / \Delta T} \quad \text{..... (III.19)}$$

$h_{ir} = C_{12} \times [(T_{pi} / 100)^4 - (T_i / 100)^4] / \Delta T$ si le flux entrant.

$h_{ir} = C_{12} \times [(T_i / 100)^4 - (T_{pi} / 100)^4] / \Delta T$ si le flux sortant.

C_{12} : le coefficient de rayonnement donné au tableau suivant :

Tableau (III.10) : Le coefficient de rayonnement [5]	
Matière de la paroi	C_{12} [w/m^2.k]
Construction en Tôle	4.464
Construction en béton	3.968

Remarque :

Pour les parois horizontales (plafond et plancher) :

- Si le flux est descendant on doit minorer h_{ic} de 30 %.

h_{ic} (minoré) = h_{ic} × 0.70 …… (III.20)

- Si le flux est ascendant on doit majorer h_{ic} de 30 %.

h_{ic} (minoré) = h_{ic} × 1.30 ……... (III.21)

Pour le plancher il n'y a pas un échange thermique extérieur donc on calcule que h_i.

III.6.2. Le calcul du coefficient d'échange extérieur h_e :

La méthode de calcul est la même que celle de h_i.

III.7. Exemple de calcul : (Chambre 01)

La nomenclature des parois (A, B, C, D) est pour toutes les chambres et suivant le même ordre.

Calcul de h_i :

On doit d'abord calculer ΔT :

$Q_u = h_i \times \Delta T$.

$\Delta T = Q_u / h_i$.

$h_i = 7$ (w/m^{2}K).

$Q_u = 10$ (w/m^2).

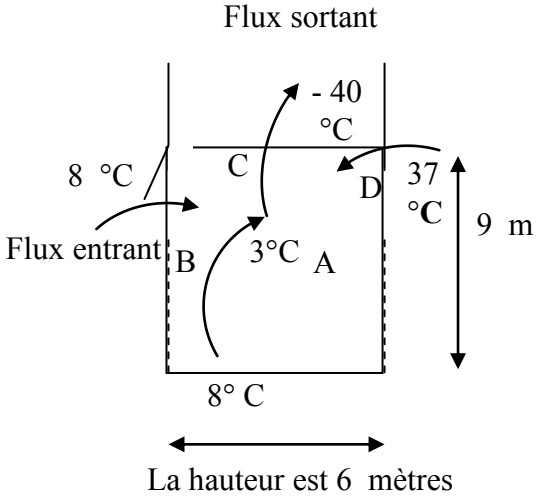


Figure (III.6) : La nomenclature des parois de la chambre

$\Delta T = 10/7 = 1.428$ k = 1.428 °C.

Et puis on calcul T_{pi}, T_m et B :

- Le flux est entrant pour les parois A, B, D donc : $T_{pi} = T_i + \Delta T$.
- Le flux est sortant pour la paroi C donc : $T_{pi} = T_i - \Delta T$.

Paroi A : $T_{pi} = 3 + 1.428 = 4.428$ °C

Paroi B : $T_{pi} = 3 + 1.428 = 4.428$ °C

Paroi C : $T_{pi} = 3 - 1.428 = 1.572$ °C.

Paroi D : $T_{pi} = 3 + 1.428 = 4.428$ °C.

Plancher: $T_{pi} = 3 + 1.428 = 4.428$ °C.

Plafond: $T_{pi} = 3 + 1.428 = 4.428$ °C.

$T_m = (T_i + T_{pi}) / 2$

Paroi A : $T_m = (3 + 4.428)/2 = 3.714$ °C.

Paroi B : $T_m = (3 + 4.428)/2 = 3.714$ °C.

Paroi C : $T_m = (3 - 1.572)/2 = 0.714$ °C.

Paroi D : $T_m = (3 + 4.428)/2 = 3.714$ °C.

Plancher : $T_m = (3 + 4.428)/2 = 3.714$ °C.

Plafond : $T_m = (3 + 4.428)/2 = 3.714$ °C.

$B = 1 / T_m$

Paroi A : $B = 1/(3.714+273.15) = 3.61\times10^{-3}$ (1/k).

Paroi B : $B = 1/(3.714+273.15) = 3.61\times10^{-3}$ (1/k).

Paroi C : $B = 1/(0.714+273.15) = 3.65\times10^{-3}$ (1/k).

Paroi D : $B = 1/(3.714+273.15) = 3.61\times10^{-3}$ (1/k).

Plancher : $B = 1/(3.714+273.15) = 3.61\times10^{-3}$ (1/k).

Plafond : $B = 1/(3.714+273.15) = 3.61\times10^{-3}$ (1/k).

Calcul du nombre de Prandtl:

$Pr = (\rho \times Cp \times \nu) / \lambda$…….(III.22)

On détermine les caractéristiques de l'air par interpolation selon la température moyenne T_m :

Tableau (III.11) : Propriété physique de l'air [5]

Température (°C)	Température (°k)	Masse volumique ρ Kg/m^3	Conductivité thermique λ (w/m°k) .10^{-3}	Chaleur spécifique Cp (KJ/kg°k)	Viscosité cinématique ν (m^2/s).10^{-6}
-10	263.15	1.342	23.6	1.009	12.79
-0.71	272.44	1.298	24.3	1.009	13.23
0	273.15	1.293	24.4	1.005	13.28
0.71	273.68	1.288	24.4	1.005	13.34
10	283.15	1.247	25.1	1.005	14.16

A partir du tableau (III.11).

Paroi A : $Pr = (1.288 \times 1005 \times 13.34.10^{-6}) / 24.4.10^{-3} = 0.707$.

Paroi B : $Pr = (1.288 \times 1005 \times 13.34.10^{-6}) / 24.4.10^{-3} = 0.707$.

Paroi C : $Pr = (1.298 \times 1009 \times 13.23.10^{-6}) / 24.3.10^{-3} = 0.713$.

Paroi D : $Pr = (1.288 \times 1005 \times 13.34.10^{-6}) / 24.4.10^{-3} = 0.707$.

Plancher : $Pr = (1.288 \times 1005 \times 13.34.10^{-6}) / 24.4.10^{-3} = 0.707$.

Plafond : $Pr = (1.288 \times 1005 \times 13.34.10^{-6}) / 24.4.10^{-3} = 0.707$.

Calcul du nombre de Grashof :

$Gr = [g \times \Delta T \times B \times L^3) / \nu^2]$……. (III.23)

Paroi verticale : L = hauteur.

Paroi horizontale : L = (largeur +longueur) / 2.

Paroi A : $Gr = [10 \times 1.428 \times 3.61 \times 10^{-3} \times 6^3 / (13.34.10^{-6})^2] = 0.0625.10^{12}$.

Paroi B : $Gr = [10 \times 1.428 \times 3.61 \times 10^{-3} \times 6^3 / (13.34.10^{-6})^2] = 0.0625.10^{12}$.

Paroi C : $Gr = [10 \times 1.428 \times 3.65 \times 10^{-3} \times 6^3 / (13.23.10^{-6})^2] = 0.0642.10^{12}$.

Paroi D : $Gr = [10 \times 1.428 \times 3.61 \times 10^{-3} \times 6^3 / (13.34.10^{-6})^2] = 0.0625.10^{12}$.

Plancher : $Gr = [10 \times 1.428 \times 3.61\times10^{-3} \times (9.25)^3 / (13.34.10^{-6})^2] = 0.233.10^{12}$.

Plafond : $Gr = [10 \times 1.428 \times 3.61\times10^{-3} \times (9.25)^3 / (13.34.10^{-6})^2] = 0.233.10^{12}$.

Gr × Pr……...(III.24)

Paroi A : $Gr \times Pr = 0.0625.10^{12} \times 0.707 = 4.4187.10^{10}$.

Paroi B : $Gr \times Pr = 0.0625.10^{12} \times 0.707 = 4.4187.10^{10}$.

Paroi C : $Gr \times Pr = 0.0642.10^{12} \times 0.713 = 4.5774.10^{10}$.

Paroi D : $Gr \times Pr = 0.0625.10^{12} \times 0.707 = 4.4187.10^{10}$.

Plancher : $Gr \times Pr = 0.233.10^{12} \times 0.707 = 1.6473.10^{11}$.

Plafond : $Gr \times Pr = 0.233.10^{12} \times 0.707 = 1.6473.10^{11}$.

Pour les parois verticales A, B, C, D le régime est turbulent :

C = 0.129.

n = 0.33.

Pour le plancher le flux est ascendant et le régime est turbulent donc :

C = 0.27.

n = 0.25.

Pour le plafond le flux est descendant et le régime est turbulent donc :

C = 0.14.

n = 0.33.

On calcule le nombre de Nusselt :

$Nu = C. (Gr\times Pr)^n$ ……...(III.25)

Paroi A : $Nu = 0.129 (4.4187.10^{10})^{0.33} = 420.278$.

Paroi B : $Nu = 0.129 (4.4187.10^{10})^{0.33} = 420.278$.

Paroi C : $Nu = 0.129 (4.5774.10^{10})^{0.33} = 425.200$.

Paroi D : $Nu = 0.129 (4.4187.10^{10})^{0.33} = 420.287$.

Plancher : $Nu = 0.27 (1.6473.10^{11})^{0.25} = 172.011$.

Plafond : $Nu = 0.14 (1.6473.10^{11})^{0.33} = 704.146$.

Après toutes ces étapes on calcule h_{icl} :

$h_{icl} = (Nu\times\lambda)/L$ ……. (III.26)

Paroi A : $h_{icl} = (420.278\times24.4\times10^{-3})/6 = 1.70$ w/m^2.k.

Paroi B : $h_{icl} = (420.278 \times 24.4 \times 10^{-3})/6 = 1.709$ w/m^2.k.

Paroi C : $h_{icl} = (425.200 \times 24.3 \times 10^{-3})/6 = 1.722$ w/m^2.k.

Paroi D : $h_{icl} = (420.278 \times 24.4 \times 10^{-3})/6 = 1.709$ w/m^2.k.

Plancher : $h_{icl} = (172.011 \times 24.4 \times 10^{-3})/9.25 = 0.453$ w/m^2.k.

Plafond : $h_{icl} = (704.146 \times 24.4 \times 10^{-3})/9.25 = 1.857$ w/m^2.k.

Le calcul de $\mathbf{h_{icf}}$:

On doit calculer le nombre de Reynolds :

$$\mathbf{Re = (\mathcal{V} \times L)/\nu} \quad \text{(III.27)}$$

Paroi A : $Re = (1.5 \times 6)/13.34.10^{-6} = 0.674.10^6$.

Paroi B : $Re = (1.5 \times 6)/13.34.10^{-6} = 0.674.10^6$.

Paroi C : $Re = (1.5 \times 6)/13.23.10^{-6} = 0.680.10^6$.

Paroi D : $Re = (1.5 \times 6)/13.34.10^{-6} = 0.674.10^6$.

Plancher : $Re = (1.5 \times 9.5)/13.34.10^{-6} = 1.040.10^6$.

Plafond : $Re = (1.5 \times 9.5)/13.34.10^{-6} = 1.040.10^6$.

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

C = 0.036.
m = 0.8.
n = 0.33.

$$\mathbf{Nu = C \times Re^m \times Pr^n} \quad \text{(III.28)}$$

On calcule le nombre de Nusselt pour toutes les parois :

Paroi A : $Nu = 0.036 \times (0.674.10^6)^{0.8} \times 0.707^{0.33} = 1477.538$.

Paroi B : $Nu = 0.036 \times (0.674.10^6)^{0.8} \times 0.707^{0.33} = 1477.538$.

Paroi C : $Nu = 0.036 \times (0.680.10^6)^{0.8} \times 0.713^{0.33} = 1492.207$.

Paroi D : $Nu = 0.036 \times (0.674.10^6)^{0.8} \times 0.707^{0.33} = 1477.538$.

Plancher : $Nu = 0.036 \times (1.040.10^6)^{0.8} \times 0.707^{0.33} = 2090.439$.

Plafond : $Nu = 0.036 \times (1.040.10^6)^{0.8} \times 0.707^{0.33} = 2090.439$.

III.7.1. Le calcul de h_{icf} :

$$\mathbf{h_{icf} = (Nu \times \lambda)/L} \quad \text{(III.29)}$$

Paroi A : $h_{icf} = (1477.538 \times 24.4 \times 10^{-3})/6 = 6.008$ w/m^2.k.

Paroi B : $h_{icf} = (1477.538 \times 24.4 \times 10^{-3})/6 = 6.008$ w/m^2.k.

Paroi C : $h_{icf} = (1492.718 \times 24.3 \times 10^{-3})/6 = 6.045$ w/m^2.k.

Paroi D : $h_{icf} = (1477.538 \times 24.4 \times 10^{-3})/6 = 6.008$ w/m^2.k.

Plancher : $h_{icf} = (2090.439 \times 24.4 \times 10^{-3})/9.25 = 5.514$ w/m^2.k.

Plafond : $h_{icf} = (2090.439 \times 24.4 \times 10^{-3})/9.25 = 5.514$ w/m^2.k.

Après qu'on a calculé h_{icl} et h_{icf} on obtient h_{ic} qui est donné par la méthode suivante :

Pour les parois verticales $h_{ic} = (h_{icl} + h_{icf})/2$.

Paroi A : $h_{ic} = (1.709 + 6.008)/2 = 3.858$ w/m^2.k.

Paroi B : $h_{ic} = (1.709 + 6.008)/2 = 3.858$ w/m^2.k.

Paroi C : $h_{ic} = (1.722 + 6.045)/2 = 3.883$ w/m^2.k.

Paroi D : $h_{ic} = (1.709 + 6.008)/2 = 3.858$ w/m^2.k.

Pour les parois horizontales, on aura deux cas:

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

- Plafond : $h_{ic} = (1.857 + 5.514)/2 = 3.685 \times (100 - 30)\% = 2.579$ w/m^2.K.

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

- Plancher : $h_{ic} = (0.453 + 5.514)/2 = 2.983 \times (100 + 30)\% = 3.877$ w/m^2.K.

III.7.1.1. Le calcul de h_{ir} :

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

$$\mathbf{h_{ir} = C_{12} \times [(T_{pi} / 100)^4 - (T_i / 100)^4] / \Delta T} \quad \textbf{(III.30)}$$

$C_{12} = 4.464$

Paroi A : $h_{ir} = 4.464 \times [(277.57/100)^4 - (276.15/100)^4] / 1.428 = 3.766$ w/m^2.

Paroi B : $h_{ir} = 4.464 \times [(277.57/100)^4 - (276.15/100)^4] / 1.428 = 3.766$ w/m^2.k

Paroi C : $h_{ir} = 4.464 \times [(274.72/100)^4 - (276.15/100)^4] / 1.428 = 3.738$ w/m^2.k

Paroi D : $h_{ir} = 4.464 \times [(277.57/100)^4 - (276.15/100)^4] / 1.428 = 3.766$ w/m^2.k

Plancher : $h_{ir} = 4.464 \times [(277.57/100)^4 - (276.15/100)^4] / 1.428 = 3.766$ w/m^2.k

Plafond : $h_{ir} = 4.464 \times [(277.57/100)^4 - (276.15/100)^4] / 1.428 = 3.766$ w/m^2.k

III.7.1.2. Calcul de h_i :

Le coefficient d'échange thermique intérieur est calculé à partir de la relation suivante :

$$\mathbf{h_i = h_{ic} + h_{ir}} \quad \textbf{(III.31)}$$

Paroi A: $h_i = h_{ic} + h_{ir} = 3.858 + 3.766 = 7.624$ w/m^2.k.

Paroi B : $h_i = h_{ic} + h_{ir} = 3.858 + 3.766 = 7.624$ $w/m^2.k.$

Paroi C : $h_i = h_{ic} + h_{ir} = 3.883 + 3.738 = 7.621$ $w/m^2.k.$

Paroi D : $h_i = h_{ic} + h_{ir} = 3.858 + 3.766 = 7.624$ $w/m^2.k.$

Plancher : $h_i = h_{ic} + h_{ir} = 3.877 + 3.766 = 7.643$ $w/m^2.k.$

Plafond: $h_i = h_{ic} + h_{ir} = 2.579 + 3.766 = 6.345$ $w/m^2.k.$

III.7.1.3. Le calcul de l'épaisseur de l'isolant E_{is} :

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

$Q_u = K \times \Delta T$

$$\mathbf{K = Q_u / \Delta T = \frac{1}{/h_i + \sum_{i=1}^{n} R_i + 1/h_e}} \quad \textbf{(III.32)}$$

$$1/h_i + \sum_{i=1}^{n} R_i + 1/h_e = \Delta T / Q_u \quad \textbf{(III.33)}$$

$$\sum_{i=1}^{n} R_i = \Delta T / Q_u - (1/h_i + 1/h_e) \quad \textbf{(III.34)}$$

$$\mathbf{E_{is} = \lambda_{is} \times [\Delta T / Q_u - (1/h_i + 1/h_e + \sum_{i=1}^{n} e_i / \lambda_i)]} \quad \textbf{(III.35)}$$

III.7.1.4. Exemple de calcul : Chambre 01 :

Paroi A : $E_{is} = 0.024 \times [(10–3) / 10 – (1/7.624 + 1/9.48 + 0.000222)] = 0.011m.$

Suivant les normes commerciales disponibles au marché l'épaisseur de l'isolant vari entre 20 et 260 mm.

Donc pour la paroi A de la chambre 01 : $E_{is} = 0.02$ m.

Après qu'on a déterminé l'épaisseur de l'isolant on peut calculer le coefficient global de chaleur K, et par la suite on peut également calculer les apports de chaleur par transmission.

Les résultats sont résumés aux tableaux suivants :

Les apports de chaleur par transmission (chambre 01) :

Tableau (III.12) : Les apports de chaleur par transmission (chambre 01)

Paroi	Orientation	h_i ($w/m^2.k$)	h_e ($w/m^2.k$)	E_{is} (m)	λ_{is} ($w/m^2.k$)	$K_{réel}$ ($w/m^2.k$)	ΔT (k)	Surface S (m^2)	Q_{tr} (Kcal/h)
A	/	7.62	9.48	0.02	0.024	0.93	5	57	265.05
B	/	7.62	9.48	0.02	0.024	0.93	5	50	232.5
C	/	7.62	15.1	0.08	0.024	0.28	- 37	57	-590.52
D	NE	7.62	23.43	0.08	0.024	0.26	36.87	54	517.65
Plancher	/	7.64	/	0.03	0.043	0.87	7	85.5	520.69
Plafond	/	6.34	22.1	0.08	0.024	0.26	41.29	85.5	917.87
Porte	/	7.53	9.42	0.02	0.024	0.74	5	4	14.8

Les apports de chaleur par transmission (chambre 02) :

Tableau (III.13) : Les apports de chaleur par transmission (chambre 02)

Paroi	Orientation	h_i ($w/m^2.k$)	h_e ($w/m^2.k$)	E_{is} (m)	λ_{is} ($w/m^2.k$)	$K_{réel}$ ($w/m^2.k$)	ΔT (k)	Surface S (m^2)	Q_{tr} (Kcal/h)
A	/	7.62	9.48	0.02	0.024	0.93	6	57	318.06
B	SO	7.62	23.43	0.08	0.024	0.26	38.43	54	539.55
C	/	7.62	15.1	0.08	0.024	0.28	7	57	111.72
D	/	7.62	9.48	0.02	0.024	0.93	6	50	279.00
Plancher	/	7.64		0.03	0.043	0.87	8	85.5	595.08
Plafond	/	6.34	22.1	0.08	0.024	0.26	42.29	85.5	940.10
Porte	/	7.53	9.42	0.02	0.024	0.74	6	4	17.76

Les apports de chaleur par transmission (chambre 03) :

Tableau (III.14) : Les apports de chaleur par transmission (chambre 03)

Paroi	Orientation	h_i ($w/m^2.k$)	h_e ($w/m^2.k$)	E_{is} (m)	λ_{is} ($w/m^2.k$)	$K_{réel}$ ($w/m^2.k$)	ΔT (k)	Surface S (m^2)	Q_{tr} (Kcal/h)
A	/	7.62	15.1	0.02	0.024	0.93	-7	57	-371.07
B	SO	7.62	23.43	0.08	0.024	0.26	31.43	36	316.81
C	/	7.62	15.1	0.08	0.024	0.28	- 27	57	- 430.92
D	/	7.62	9.48	0.02	0.024	0.93	-1	32	-29.76
Plancher	/	7.64		0.03	0.043	0.87	1	57	49.59
Plafond	/	6.34	22.1	0.08	0.024	0.26	35.29	57	522.99
Porte	/	7.53	9.42	0.02	0.024	0.74	-1	4	-2.26

Les apports de chaleur par transmission (chambre 04) :

Tableau (III.15) : Les apports de chaleur par transmission (chambre 04)

Paroi	Orientation	h_i ($w/m^2.k$)	h_e ($w/m^2.k$)	E_{is} (m)	λ_{is} ($w/m^2.k$)	$K_{réel}$ ($w/m^2.k$)	ΔT (k)	Surface S (m^2)	Q_{tr} (Kcal/h)
A	/	8.69	10.14	0.1	0.024	0.22	43	28.5	269.61
B	/	8.69	8.63	0.13	0.024	0.17	48	14	114.24
C	/	8.69	13.29	0.05	0.024	0.43	22	28.5	269.61
D	NE	8.69	22.33	0.20	0.024	0.11	79.87	18	156.77
Plancher	/	8.54		0.23	0.043	0.17	50	57	484.5
Plafond	/	6.21	22.61	0.20	0.024	0.11	84.29	57	528.49
Porte	/	8.68	8.63	0.12	0.024	0.18	48	4	34.56

Les apports de chaleur par transmission (chambre 05) :

Tableau (III.16) : Les apports de chaleur par transmission (chambre 05)

Paroi	Orientation	h_i ($w/m^2.k$)	h_e ($w/m^2.k$)	E_{is} (m)	λ_{is} ($w/m^2.k$)	$K_{réel}$ ($w/m^2.k$)	ΔT (k)	Surface S (m^2)	Q_{tr} (Kcal/h)
A1	/	8.33	14.44	0.05	0.024	0.44	-22	57	-551.76
A2	/	8.43	8.63	0.08	0.024	0.28	26	26	189.28
A3	/	8.43	10.14	0.05	0.024	0.43	27	57	661.77
B	SO	8.43	22.33	0.15	0.024	0.15	58.43	90	788.80
C	NO	8.43	22.33	0.15	0.024	0.15	57.87	144	1249.99
D	NE	8.43	22.33	0.15	0.024	0.15	57.87	90	781.24
Plancher	/	7.97		0.13	0.043	0.28	28	360	2822.4
Plafond	/	6.17	19.68	0.15	0.024	0.14	62.29	360	3139.41
Porte	/	8.42	8.63	0.07	0.024	0.23	26	4	23.92

Les apports de chaleur par transmission (SAS), le schéma suivant présente la nomenclature des parois du SAS :

Exemple :

B1 signifie la paroi B de la chambre n° 01.

P5 : la porte de la chambre n° 05.

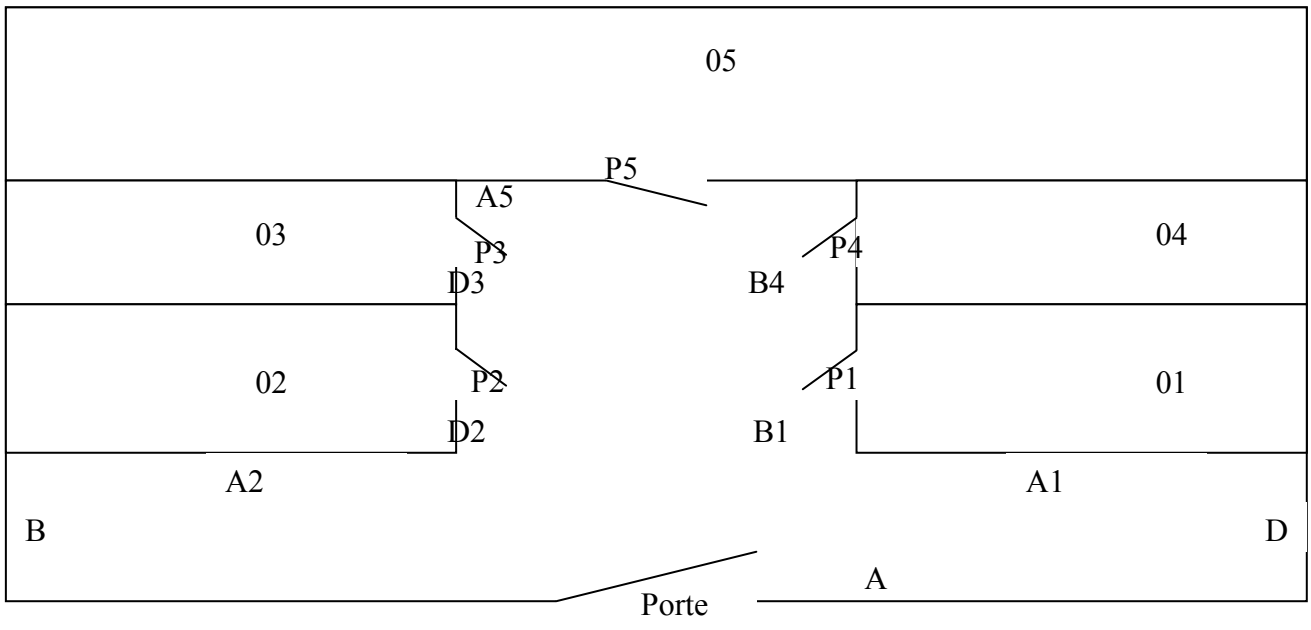


Figure (III.7) : Nomenclature des parois du SAS

Tableau (III.17) : Les apports de chaleur par transmission (SAS)

Paroi	Orientation	h_i ($w/m^2.k$)	h_e ($w/m^2.k$)	E_{is} (m)	λ_{is} ($w/m^2.k$)	$K_{réel}$ ($w/m^2.k$)	ΔT (k)	Surface S (m^2)	Q_{tr} (Kcal/h)
A	/	6.95	10.61	0.02	0.024	0.78	29	138	3121.26
A1	/	7.54	9.42	0.02	0.024	0.93	-5	57	-265.05
A2	/	7.54	9.42	0.02	0.024	0.93	-6	57	-318.06
A5	/	8.43	8.63	0.08	0.024	0.28	-10	26	-72.8
B	SO	6.95	23.37	0.06	0.024	0.34	32.43	48	529.25
B1	/	7.54	9.42	0.02	0.024	0.93	-5	50	-232.5
B4	/	8.69	8.63	0.13	0.043	0.30	-32	14	-134.4
D	NE	6.95	23.37	0.06	0.024	0.34	31.87	48	520.11
D2	/	7.54	9.42	0.02	0.024	0.93	-6	50	-279
D3	/	7.54	9.42	0.02	0.024	0.93	1	32	29.76
P1	/	7.54	9.42	0.02	0.024	0.74	-5	4	-14.8
P2	/	7.54	9.42	0.02	0.024	0.74	-6	4	-17.76
P3	/	7.54	9.42	0.02	0.024	0.74	1	4	2.96
P4	/	8.69	8.63	0.12	0.024	0.18	-32	4	-23.04
P5	/	8.43	8.63	0.07	0.024	0.29	-10	4	-11.6
Plancher	/	6.27	/	0.03	0.043	0.84	2	267	448.56
Plafond	/	5.72	19.10	0.06	0.024	0.34	39.29	267	3566.74
Porte	/	6.95	10.61	0.02	0.024	0.74	29	6	128.76

La somme des apports de chaleur par transmission pour chaque chambre :

Tableau (III.18) : La somme des apports de chaleur par transmission pour chaque chambre

Destination	Chambre 01	Chambre 02	Chambre 03	Chambre 04	Chambre 05	SAS
Q_{tr} (Kcal/h)	1878.04	2801.27	55.38	1857.78	9105.050	6978.39
Q_{tr} (Kw)	2.180	3.252	0.064	2.157	10.571	8.102

III.8. Les apports dus au renouvellement d'air :

Il est indispensable de renouveler l'air des chambres froides et de le remplacer par de l'air frais pour évacuer les odeurs produites par les denrées, ce renouvellement d'air est effectué par deux modes.

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

III.8.1. Les apports dus au renouvellement d'air systématique :

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

$$\mathbf{Q_{rs} = (\varepsilon / 24\times3600) \times (V_{cf}/V_s) \times (H_e - H_i)} \quad \textbf{(III.36)}$$

Q_{rs}: apport de chaleur due au renouvellement d'air systématique.

V_{cf} : volume de la chambre froide m^3.

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

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

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

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

Tableau (III.19) : Nombre de renouvellement d'air par jour

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

III.8.1.1. Exemple de calcule : Chambre 01 :

- Longueur : L = 9.5 m, Largeur : l = 9 m, Hauteur : h = 6 m.
- Le volume de la chambre froide égale à 513 m^3 donc $\varepsilon = 4$.
- Le volume spécifique et l'enthalpie de l'air extérieur et intérieur sont tirés à partir du diagramme de l'air humide.

$V_s = 0.787\ m^3/kg$, $H_e = 122.5\ kJ/kg$, $H_i = 13.570\ kJ/kg$.

Donc : $Q_{rs} = (3.96/86400) \times (513/0.787) \times (122.5 - 13.57) = 3.254$ kw.

Tableau (III.20) : Les apports dus au renouvellement d'air systématique

chambre	V_{cf} (m^3)	V_s (m^3/kg)	H_e KJ/kg	H_i KJ/kg	ε $Jour^{-1}$	Q_{rs} Kw
01	513	0.787	122.5	13.570	3.96	3.254
02	513	0.784	122.5	11.831	3.96	3.319
03	342	0.807	122.5	25.143	4.79	2.287
04	171	0.660	122.5	-39.905	5	2.435
05	2160	0.723	122.5	-16.341	1	4.800

III.8.2. Les apports dus au renouvellement d'air intempestif :

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

$$\mathbf{Q_{ri} = Q_e \times S_p} \quad \textbf{(III.37)}$$

Q_{ri} : apport de chaleur due a l'ouverture des portes (intempestives) en kw.

S_p : surface du plancher de la chambre froide en m^2.

Q_e : quantité de chaleur introduite par l'infiltration de l'air / unité de surface : en Kw/m^2.

Q_e : est donnée par le tableau suivant :

Tableau (III.21) : La quantité de chaleur introduite par infiltration d'air / m^2

Destination	Volume de la chambre froide		
	< 50 m^3	< 150 m^3	> 150 m^3
Réfrigération	14×10^{-3}	7×10^{-3}	6×10^{-3}
Congélation	19×10^{-3}	9×10^{-3}	7×10^{-3}
Stockage en réfrigération	9×10^{-3}	5×10^{-3}	4×10^{-3}
Stockage en congélation	7×10^{-3}	4×10^{-3}	3×10^{-3}
S.A.S	4.7×10^{-3}	2.3×10^{-3}	1.2×10^{-3}

III.8.2.1.Exemple de calcul : Chambre 01 :

La surface du plancher $= L \times l = 9.5 \times 9 = 85.5$ m^2.

La chambre 01 destinée a la réfrigération donc $Q_e = 6.10^{-3}$ kw/m^2.

$Q_{ri} = 85.5 \times 6.10^{-3} = 0.513$ Kw.

Les résultats sont résumés au tableau suivant :

Tableau (III.22) : Les apports dus au renouvellement d'air intempestif

Destination	Utilité de la chambre	Q_e (kw/m^2)	S_p (m^2)	Q_{ri} (kw)
01	Réfrigération	6×10^{-3}	85.5	0.513
02	Réfrigération	6×10^{-3}	85.5	0.513
03	Réfrigération	6×10^{-3}	57	0.342
04	congélation	7×10^{-3}	57	0.399
05	Stockage en congélation	3×10^{-3}	360	1.080
SAS	/	1.2×10^{-3}	267	0.320

III .9. Les apports dus à l'introduction des denrées :

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

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

Dans le cas de la réfrigération :

$$\mathbf{Q_{ent} = M_h \times Cp_{av} \times (T_e - T_f) / 3600} \quad \text{.....(III.38)}$$

Q_{ent} : apports dus à l'introduction des denrées en Kw.

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

Cp_{av} : chaleur massique des denrées avant congélation en kJ/kg.k.

T_e : température des denrées en °C.

T_f : température de la chambre froide en °C.

Dans le cas de congélation :

$$\mathbf{Q_{ent} = M_h \times [[Cp_{av} \times (T_e - T_{cg})] + L_{cg} + [Cp_{ap} \times (T_{cg} - T_f)]] / 3600} \quad \text{.....(III.39)}$$

T_{cg} : température de congélation des denrées.

L_{cg} : chaleur latente des denrées.

Cp_{ap} : chaleur massique des denrées après congélation.

Remarque :

Pour la chambre numéro 05 (la chambre de congélation) la charge thermique due à l'introduction des denrées est nulle parce que la température des denrées est inférieure à la température de la chambre froide (le transfert des denrées à partir de la chambre 04 à la chambre 05).

III .9.1. Exemple de calcule : Chambre 01 :

$M_h = 150$ kg/h.

$T_e = 8$ °C.

$Cp_{avant} = 3.85$ kJ/kg.k.

$T_f = 3$ °C.

Q_{ent} = 150 × 3.85 × (8 – 3) / 3600 = 0.802 Kw.

Les résultats des autres chambres sont exposés tableau suivant :

Tableau (III.23) : Les apports dus à l'introduction des denrées

Chambre	M_h Kg/h	T_e °C	T_f °C	T_{cg} °C	L_{cg} Kj/kg	Q_{ent} kw
01	150	8	3	/	/	0.802
02	150	8	2	/	/	0.962
03	100	8	9	/	/	- 0.098
04	56.25	8	- 40	- 1.5	251	5.452
05	583.33	- 40	-18	- 1.5	251	25.53
SAS	125	37	8	/	/	3.876

III.10. Les apports dus à l'éclairage :

Dans les chambres froides les lampes utilisées doivent résister au froid et à l'humidité, étanche à l'eau.

A partir de "Rietchel" on a choisie les lampes fluorescentes dont la puissance varie entre 8 et 25 w/m^2.

La chaleur cédée par les lampes sous l'effet de joule doit être calculé à partir de la relation suivante :

$$\mathbf{Q_{elc} = P \times (t/24) \times S_{pl}} \quad \text{…..……...(III.40)}$$

Q_{elc} : les apports de chaleur dus à l'éclairage en Kw.

P : puissance de la lampe en Kw.

t : la durée de fonctionnement des lampes en heure (4 heures pour les chambres froides et 8 heures pour le SAS).

S_{pl} : surface du plancher en m^2.

III .10.1. Exemple de calcule : Chambre 01 :

P = 0.008 kw.

t = 4 heures.

$S_{pl} = 9.5 \times 9 = 85.5\ m^2$.

$Q_{elc} = 0.008 \times (4/24) \times 85.5 = 0.114$ kw.

Les résultats sont au tableau suivant :

Tableau (III.24) : Les apports dus à l'éclairage

Chambre	P (kw)	t (heure)	S_{pl} (m^2)	Q_{elc} (kw)
01	0.008	4	85.5	0.114
02	0.008	4	85.5	0.114
03	0.008	4	57	0.076
04	0.008	4	57	0.076
05	0.008	4	360	0.480
SAS	0.025	8	267	2.225

III.11. Les apports dus au personnel :

Le personnel est obligé de travailler dans les chambres froides, où le corps humain dégage de l'énergie thermique sous forme de chaleur et vapeur d'eau (à la respiration).
Cette quantité de chaleur est fonction de la température de la chambre froide et de l'activité du personnel, elle est calculée à partir de la relation suivante:

$$\mathbf{Q_{per} = n \times (t/24) \times q_{per}} \quad \text{.....} \quad \mathbf{(III.41)}$$

Q_{per} : les apports dus au personnel.

n : nombre de personne.

t : nombre d'heure de travail.

q_{per} : quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne dans les chambres froides.

Elle est donnée au tableau ci-dessous :

Tableau (III.25) : La quantité de chaleur dégagée par le personnel en Kw [4]

T de la chambre en °C	8	3	2	9	-18	-40
q personnel en kw	0.220	0.082	0.055	0.247	0.378	0.840

III.11.1. Exemple de calcule: Chambre 01: (n = 3)

$Q_{per} = 3 \times (6/24) \times 0.082 = 0.061$ kw.

Les résultats sont au tableau suivant :

Tableau (III.26) : Les apports dus au personnel

chambre	N	t (heure)	q_{per} (kw)	Q_{per} (kw)
01	3	6	0.082	0.061
02	3	6	0.055	0.041
03	3	6	0.247	0.185
04	3	6	0.840	0.630
05	4	8	0.378	0.504
SAS	4	8	0.220	0.293

III.12. Les apports dus à la respiration des denrées :

Les produits végétaux entreposés dégagent de la chaleur du fait de leur respiration. En présence de tels produits, il faut donc tenir compte également de la charge correspondante qui a pour valeur :

$$\mathbf{Q_{resp} = (m \times q_{resp} /3600)} \quad \text{.....(III.42)}$$

m : masse de marchandises considérée en Kg.

q_{resp} : chaleur de respiration de la marchandise considérée en kJ/t.h.

3600 : nombre de secondes par heur.

III.12.1. Exemple de calcule : Chambre 02 : réfrigération Haricots verts

m = 36000 kg

q_{resp} = 355.8 kJ/t.h.

Q_{resp} = (36000 ×355.8 /3600) = 3.558 kw.

Tableau (III.27) : Les apports dus à la respiration des denrées [4]

chambre	m (kg)	q_{resp} (kJ/t.h)	Q_{resp} (kw)
01	/	/	/
02	36000	355.8	3.558
03	24000	91.3	0.913
04	/	/	/
05	/	/	/
SAS	/	/	/

III.13. Les apports dus au refroidissement de l'emballage :

Les produits dans l'entrepôt frigorifique sont stockés dans des caisses en plastique dure, la température de ces caisses est plus élevée que celle de la chambre froide.

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

$$\mathbf{Q_{em} = M_{em} \times Cp_{em} \times (T_{em} - T_{cf}) /3600} \quad \text{.....(III.43)}$$

Q_{em} : les apports dus au refroidissement de l'emballage en kw.

Cp_{em} : chaleur massique de l'emballage en kJ/kg°k.

T_{em} : température de l'emballage en °C.

T_{cf} : température de la chambre froide en °C.

M_{em} : le débit d'emballage entrant en kg/h.

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

$$\mathbf{M_{em} = (N_c \times m_c)/24} \text{.....(III.44)}$$

N_c : nombre de caisse dans la chambre froide.

m_c : la masse nette de caisse en kg.

III.13.1. Exemple de calcule : Chambre 01 :

Cp_{em} = 0.3 kJ/kg.k, T_{em} = 8 °C, T_{cf} = 3°C.

$M_{em} = (N_c \times m_c)/24$.

N_c = 720 caisses, m_c =2.5 kg.

$M_{em} = (720 \times 2.5)/24 = 75$ kg/h.

$Q_{em} = 75 \times 0.3 \times (8 - 3) /3600 = 0.031$ kw.

Les résultats sont au tableau suivant :

Tableau (III.28) : Les apports dus au refroidissement de l'emballage

chambre	N_c (Caisses)	M_{em} (Kg/h)	ΔT (°C)	Q_{em} (Kw)
01	720	75	5	0.031
02	720	75	6	0.037
03	480	53.125	-1	- 0.004
04	270	28.125	48	0.112
05	2800	291.667	/	/
SAS	600	62.5	29	0.151

III.14. Les apports dus aux moteurs des ventilateurs et aux résistances de dégivrages des évaporateurs :

Pour calculer les apports dus aux moteurs des ventilateurs et aux résistances de dégivrages des évaporateurs il faut d'abord savoir que la charge thermique intermédiaire et la puissance intermédiaire de l'évaporateur et calculer la puissance frigorifique prévisionnelle pour choisir un évaporateur à partir d'un catalogue, dés qu'on choisie le type d'évaporateur on détermine le nombre des résistances de dégivrage et la puissance des moteurs des ventilateurs et on établis le calcule de la puissance effective de l'évaporateur.

On appelle la somme des apports précédents, la charge thermique intermédiaire Q_{int}, on doit calculer la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur $Q_{0\ int}$ qu'elle est donnée par la formule suivante:

$$\mathbf{Q_{0int} = Q_{int} \times 24 / \tau_{inst}} \quad \text{..... (III.45)}$$

τ_{inst} = la durée de fonctionnement de l'installation (16 heures pour les chambres de conservation et 18 heures pour les chambres de congélation).

Et puis on calcule $Q_{0prévisionnelle}$ qu'elle est donnée par la formule ci-dessous:

$$\mathbf{Q_{0prév} = 1.2 \times Q_{0int}} \quad \text{.....} \quad \mathbf{(III.46)}$$

Les résultats sont résumés au tableau suivant :

Tableau (III.29) : La somme des apports de chaleur de l'entrepôt

chambre	01	02	03	04	05	SAS
Q_{tr}	2.180	3.252	0.064	2.157	10.571	8.102
Q_{rs}	3.272	3.317	2.307	2.435	4.800	/
Q_{ri}	0.513	0.513	0.342	0.399	1.080	0.320
Q_{ent}	0.802	0.962	-0.098	5.452	25.53	3.876
Q_{elc}	0.114	0.114	0.076	0.076	0.480	2.225
Q_{emb}	0.031	0.037	-0.004	0.112	/	0.151
Q_{resp}	/	3.558	0.913	/	/	/
Q_{per}	0.061	0.041	0.185	0.630	0.504	0.293
Q_{int}	6.973	11.794	3.785	11.261	42.965	14.967
Q_{0int}	10.459	17.691	5.677	15.014	57.286	22.450
$Q_{0prév}$	12.550	21.229	6.813	18.016	68.743	26.94

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

$$\mathbf{Q_{0effective} = Q_{0int} + Q_{vent} + Q_{dég}} \quad \text{.....} \quad \mathbf{(III.47)}$$

La puissance des moteurs des ventilateurs:

$$\mathbf{Q_{vent} = n \times P \times \tau_{évap} / \tau_{inst}} \text{.....} \mathbf{(III.48)}$$

n : nombre de ventilateur de l'évaporateur.

P : puissance des ventilateurs.

$\tau_{évap}$: la durée de fonctionnement de l'évaporateur.

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

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

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

$$\mathbf{Q_{dég} = n \times P \times \tau_{dég} / \tau_{inst}}\text{……..(III.49)}$$

n : nombre de résistance.

P : puissance de chaque résistance en kw.

$\tau_{dég}$: la duré de dégivrage = 2 h/jour pour la conservation et 1.33 h/jour pour la congélation.

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

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

III.14.1. Exemple de calcule : Chambre 01 :

On a choisie selon la puissance prévisionnelle et à partir du catalogue de friga-bohn un évaporateur de type NI1602L contient deux ventilateurs de puissance (450w) et trois résistances de puissance de (500w).

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

$Q_{dég} = 3 \times 2.6 \times 2 / 16 = 0.975$ kw.

Donc on aura la puissance effective de l'évaporateur.

$Q_{0effective} = 10.459 + 0.9 + 0.975 = 12.334$ kw pour la chambre 01.

Les résultats des autres chambres au tableau suivant :

Tableau (III.30) : 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)
01	12.550	**NI1602L**	3 × 2.6	2 × 0.450	10.459	0.9	0.975	12.334
02	21.229	**NI2443R**	3 × 3.8	3 × 0.450	17.691	1.350	1.425	20.466
03	6.813	**SKB06R**	/	1 × 0.450	5.677	0.450	/	6.127
04	18.016	**NI4012S**	9 × 2.25	2 × 0.450	11.261	0.9	1.496	13.657
05	68.743	**NI12615C**	10 × 6.72	5 × 0.450	57.286	2.25	4.965	64.501
SAS	26.94	**NI4012L**	/	2 × 0.450	22.450	0.9	/	23.35

III.15.Vérification de la température du SAS:

On a supposé que la température du SAS est égale à (8 °C), après qu'on a déterminé le cœfficient d'échange de chaleur globale on peut calculer la température réelle du SAS T_x.

Pour effectuer ce calcul on établi le bilan thermique de telle façon que la somme des flux entrants égale à celle des flux sortants.

$$\sum_{i=1}^{n} Q_{\text{entrants}} = \sum_{i=1}^{n} Q_{\text{sortants}} \quad \text{(III.50)}$$

$$K_{ext} \times S_{ext} \times \Delta T = K_{int} \times S_{int} \times \Delta T.$$

$$K_{ext} \times S_{ext} \times (T_e - T_x) = K_{int} \times S_{int} \times (T_x - T_i).$$

Le plancher et le plafond sont considérés comme parois extérieures.

$K_A \times S_A \times (T_e - T_x) + K_B \times S_B \times (T_e - T_x) + K_D \times S_D \times (T_e - T_x) + K_P \times S_P \times (T_e - T_x) + K_{PLC} \times S_{PLC} \times (T_{PLC} - T_x) + K_{PLF} \times S_{PLF} \times (T_{PLF} - T_x) = K_{A1} \times S_{A1} \times (T_x - T_1) + K_{A2} \times S_{A2} \times (T_x - T_2) + K_{D2} \times S_{D2} \times (T_x - T_2) + K_{D3} \times S_{D3} \times (T_x - T_3) + K_{B1} \times S_{B1} \times (T_x - T_1) + K_{B4} \times S_{B4} \times (T_x - T_4) + K_{A5} \times S_{A5} \times (T_x - T_5) + K_{P1} \times S_{P1} \times\times (T_x - T_{P1}) + K_{P2} \times S_{P2} \times\times (T_x - T_{P2}) + K_{P3} \times S_{P3} \times\times (T_x - T_{P3}) + K_{P4} \times S_{P4} \times\times (T_x - T_{P4}) + K_{P5} \times S_{P5} \times\times (T_x - T_{P5})$.

$6956.3 - 459.78\ T_x = 251.02\ T_x - 458.11$

$7414.41 = 710.8\ T_x$

$T_x = 10.43$ °C.

On remarque que la température de la SAS calculé est située entre 8 et 12°C. Donc la SAS ne nécessite pas un système de climatisation.

Chapitre IV:

Choix et calcul thermodynamique des systèmes frigorifiques

IV.1. Introduction :

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

IV.2. Le choix des moyens de production du froid :

Il existe trois moyens principaux de production du froid :

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

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

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

IV.3. Le choix du fluide frigorigène :

IV.3.1. Classification des fluides frigorigènes :

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

- Les chloro fluoro carbone (CFC).
- Les hydrau chloro fluoro carbone (HCFC).
- Les hydrau fluoro carbone (HFC).

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

IV.3.2.Critères de choix des fluides frigorigènes :

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

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

Les points énumérés ci dessus se résument comme suit :

IV.3.2.1. Critères thermodynamiques:

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

IV.3.2.2. Critères de sécurité :

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

IV.3.2.3. Critères techniques :

- Action sur les métaux.
- Action sur les matières plastiques et élastomères.
- Action sur les isolants électriques.
- Conductivité sur les huiles.
- Comportement en présence d'eau.
- Stabilité thermique.

- Efficacité des échanges thermiques.
- Aptitudes aux fuites.
- Détection, puis localisation des fuites.

IV.3.2.4. Critères économiques :

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

IV.3.2.5. Critères écologiques :

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

C'est-à-dire, que les C.F.C libérés sur la terre s'élèvent lentement et parviennent dans la couche d'Ozone où leurs molécules subissent une dissociation photo logique sous l'action du rayonnement.

Les atomes du Chlore libérées vont alors réagir avec les molécules d'Ozone (O_3) pour former le "ClO" (Oxyde de Chlore) et O_2.

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

Les CFC entrent dans la haute stratosphère, se décomposent sous l'effet des rayons ultraviolets en relâchant des molécules de dichlore (Cl_2) qui entrent en catalyse pour détruire chacune 100 000 molécules d'ozone (O_3) environ, un gaz bleuté qui bloque l'entrée des rayons UVB dangereux pour le règne (humain, animal, végétal). L'utilisation des CFC est interdite en 1996.

Les HCFC ont été introduits pour remplacer les CFC dont Les HCFC contient qu'un seul atome de chlore (la durée de vie des HCFC est réduite en comparaison au CFC) et leur influence néfaste sur la couche d'ozone est bien moindre que celle des CFC.

Quant aux HFC ne contenant pas de chlore, ils ne concourent pas à l'altération de la couche d'ozone. En vue de caractériser, les différents fluides frigorigènes du point de vue altération de la couche d'ozone on leur attribue à chacun un (potentiel d'altération de la couche d'ozone) désigné par le signe ODP (ozone depletion potential). Différents ODP sont données au tableau (IV.01).

b). L'effet de serre :

La surface de la terre émet vers l'atmosphère un rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde. Une partie de ce rayonnement est interceptée par la vapeur d'eau contenue dans l'air, par les nuages et par un certain nombre de gaz et retourne vers la surface de la terre ou elle permet d'y maintenir une température compatible avec les exigences de la vie tant animale que végétale, pour autant que la quantité de vapeur d'eau et de gaz contenue dans l'atmosphère reste dans certaines limite, les conditions de vie sur terre restent satisfaisantes. En d'autres termes la vie sur terre est rendue possible grâce à un effet de serre naturel.

Les rayons solaires traversent aisément l'atmosphère et réchauffent la planète. La chaleur dégagée par celle-ci est en partie maintenue prisonnière par des gaz comme Le dioxyde de carbone, le méthane, et les (CFC, HCFC, HFC). On les appelle pour cette raison des "gaz à effet de serre". Ainsi l'énergie entre aisément, et sort difficilement. Il en résulte une augmentation de la température à l'intérieur de la basse atmosphère terrestre.
L'effet de serre est caractérisé pour chaque gaz, le potentiel d'action sur l'effet de serre GWP (global warning potentiel), le GWP permet de faire une comparaison entre les fluides frigorigènes.

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

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

Fluide frigorigène	Composition	ODP (R11 = 1)	GWP à 100 ans CO_2 = 1
R_{22}	$CHClF_2$	0.05	1500
R_{23}	CHF_3	0	12100
R_{32}	CH_2F_2	0	580
R_{124}	$CHClFCF_3$	0.02	480
R_{125}	CF_3CHF_2	0	3200
R_{134a}	CF_3CH_2F	0	1200
R_{142b}	$CClF_2CH_3$	0.06	2000
R_{143a}	CF_3CH_3	0	4400
R_{152a}	CHF_2CH_3	0	140
R_{227ea}	CF_3CHFCF_3	0	3300
R_{236fa}	$CF3CH_2CF3$	0	8000
R_{401Aa}	R_{22}/ R_{152a}/ R_{124}	0.03	1080
R_{401B}	R_{22}/ R_{152a}/ R_{124}	0.035	1190
R_{402A}	R_{22}/ R_{125}/ R_{290}	0.02	2570
R_{402B}	R_{22}/ R_{125}/ R_{290}	0.03	2240
R_{403A}	R_{22}/ R_{218}/ R_{290}	0.04	2670
R_{403B}	R_{22}/ R_{218}/ R_{290}	0.03	3680
R_{404A}	R_{143a} / R_{125} / R_{134a}	0	3750
R_{407A}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	2000
R_{407B}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	2560
R_{407C}	R_{32} / R_{125} / R_{134a}	0	1610
R_{408A}	R_{22}/R_{143a} / R_{125}	0.026	3050
R_{409A}	R_{22}/R_{142b} / R_{124}	0.05	1440
R_{409B}	R_{22}/R_{142b} / R_{124}	0.05	1425
R_{410A}	R_{32} / R_{125}	0	1890
R_{413A}	R_{134a}/ R_{218}/R_{600a}	0	1770
R_{507}	R_{143a} / R_{125}	0	3800
R_{508A}	R_{23}/R_{116}	0	?
R_{508B}	R_{23}/R_{116}	0	?

Le fluide frigorifique choisi dans notre système est le R404A.

Le R-404A est un mélange de remplacement zéotropique de type HFC, constituée de 52% de R143a, 44% de R125 et de 4% de R134a.

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

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

IV.4. Les propriétés physico-chimiques du R-404A :

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

IV.5. Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle :

IV.5.1. La température de condensation :

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

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

T_c : température de condensation

T_e : température extérieure de base.

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

IV.5.2. La température d'évaporation :

On a choisi une machine frigorifique à détente directe c'est-à-dire que l'évaporateur est placé à l'intérieur de la chambre froide, dont la température d'évaporation est inférieure à celle de la chambre froide. On peut calculer la température d'évaporation à partir de la relation suivante:

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

T_{ev} : la température d'évaporation

T_i : la température intérieure de la chambre froide

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

Tableau (IV.03) : L'écart de température [9]

T_i (°c)	φ_i (%)	ΔT (°C)
> - 12	91 ÷ 95	7 ÷ 8
	86÷ 90	8 ÷ 9
	81 ÷ 85	9 ÷ 10
	76 ÷ 80	10 ÷ 11
	70 ÷ 75	11 ÷ 12
< -12	$\forall \varphi_i$	6

IV.5.3. La pression de condensation et d'évaporation :

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

Suivant la température d'évaporation et la température de condensation et à partir de ces deux températures on peut tirer les pressions.

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

IV.6. Le 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.

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

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

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

$$Pi = (P_{ev} \times P_c)^{1/2} \quad \text{(IV.4)}$$

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

IV.6.1. Exemple de calcul : chambre 04

(T_i = - 40) et (T_e = 37 °C).

L'écart de température ΔT = 9 °C.

$T_c = T_e + \Delta T = 37 + 9 = 46$ °C.

L'écart de température ΔT = 6 °C.

$T_{ev} = T_i - \Delta T = -40 - 6 = -46$°C.

A partir du diagramme psychométrie (air) Logiciel Thermoptim :

P_{ev} = 0.99 bar.

P_c = 20.93 bar.

On calcule le taux de compression.

$\tau_{comp} = P_c/P_{ev} = 20.93 / 0.99 = 21.14$.

Le taux de compression est supérieur à 6 donc la machine utilisé est dite bi-etagée on doit calculer la pression intermédiaire P_i .

$Pi = (P_{ev} \times P_c)^{1/2} = (0.99 \times 20.93)^{1/2} = 4.551$ bar.

Ce tableau résume les résultats des paramètres du fonctionnement :

Tableau (IV.04) : Les paramètres de fonctionnement de l'installation							
chambre	T_{ev} (°c)	T_c (°c)	P_{ev} (bar)	P_c (bar)	τ_{comp}	Nombre d'étage	P_i (bar)
01	-4	46	5.25	20.93	3.98	Mono-étagée	/
02	-5	46	5.10	20.93	4.10	Mono-étagée	/
03	2	46	6.4	20.93	3.27	Mono-étagée	/
04	-46	46	0.99	20.93	21.14	Bi-étagée	4.551
05	-24	46	2.57	20.93	8.14	Bi-étagée	7.334
SAS	-3	46	5.45	20.93	3.84	Mono-étagée	/

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

A partir des calcules 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. La machines à compression mécanique mono étagée [11] :

Elle se compose principalement de quatre éléments essentiels :

Un compresseur, un condenseur, un évaporateur, un détendeur.

Le schéma suivant présente la disposition de ces éléments dans l'installation:

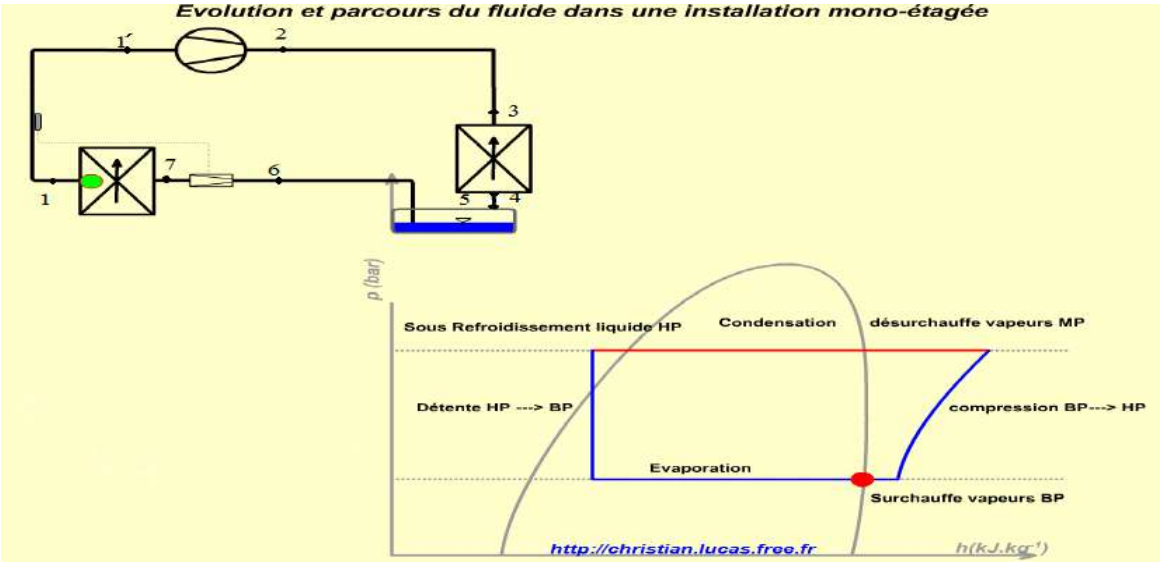


Figure (IV.1) : Machine frigorifique à compression mono étagée

IV.7.1.1. Principe de fonctionnement :

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

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

IV.7.2. La machines à compression mécanique bi étagée [11] :

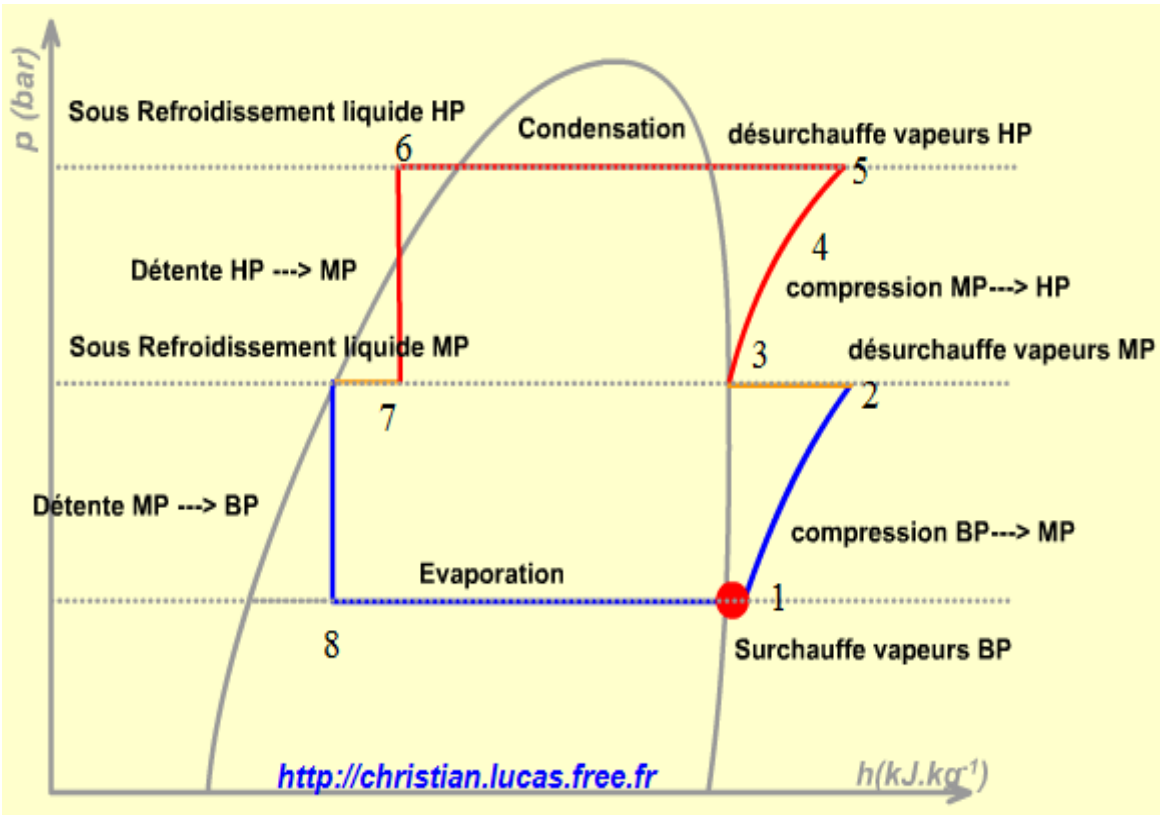


Figure (IV.2) : Principe de la compression bi étagée

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. Le 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. La machines à compression mécanique bi étagée à injection totale [11] :

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.

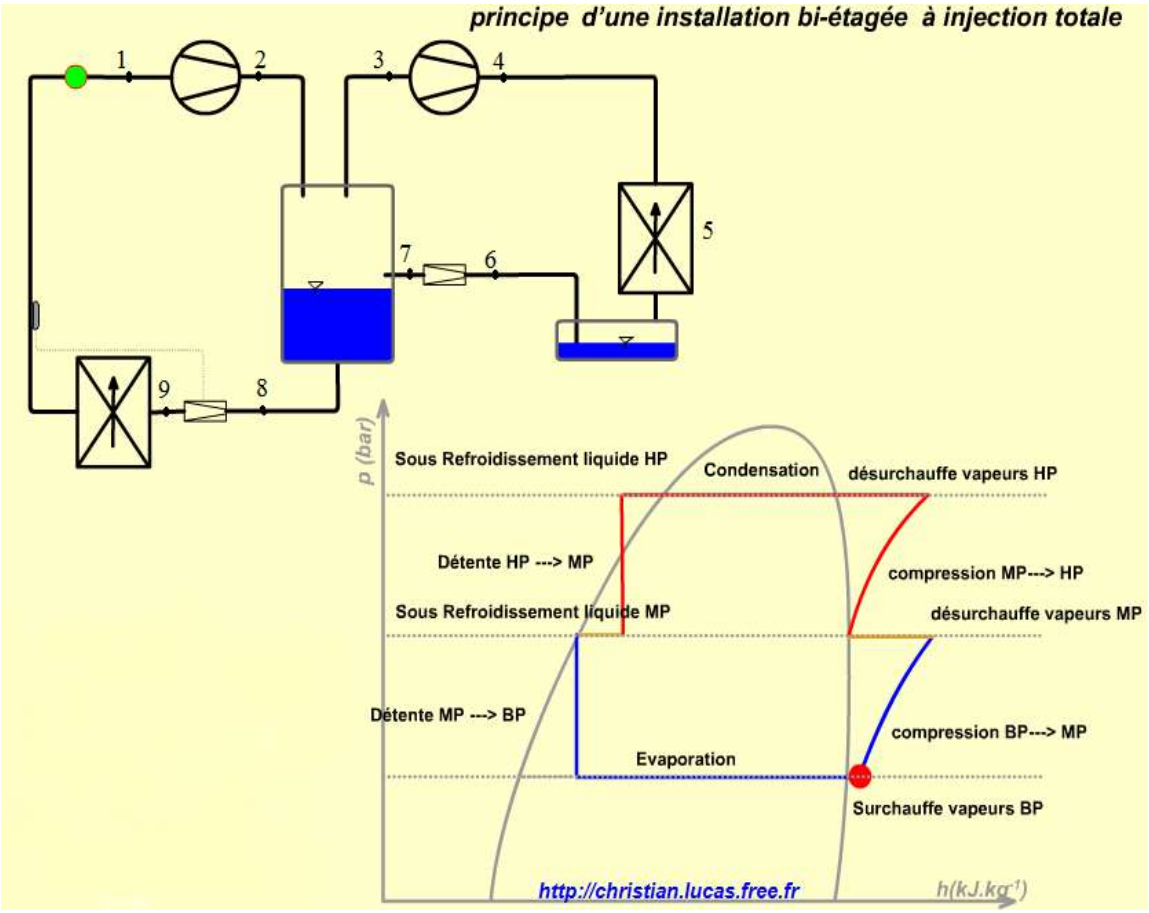


Figure (IV.3) : Machine frigorifique à compression bi étagée à injection totale

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 D_2 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 a laquelle la production frigorifique des évaporateurs haute pression doit être assurée.

IV.7.2.2. 1. La machines à compression mécanique bi étagée à injection partielle [11]:

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

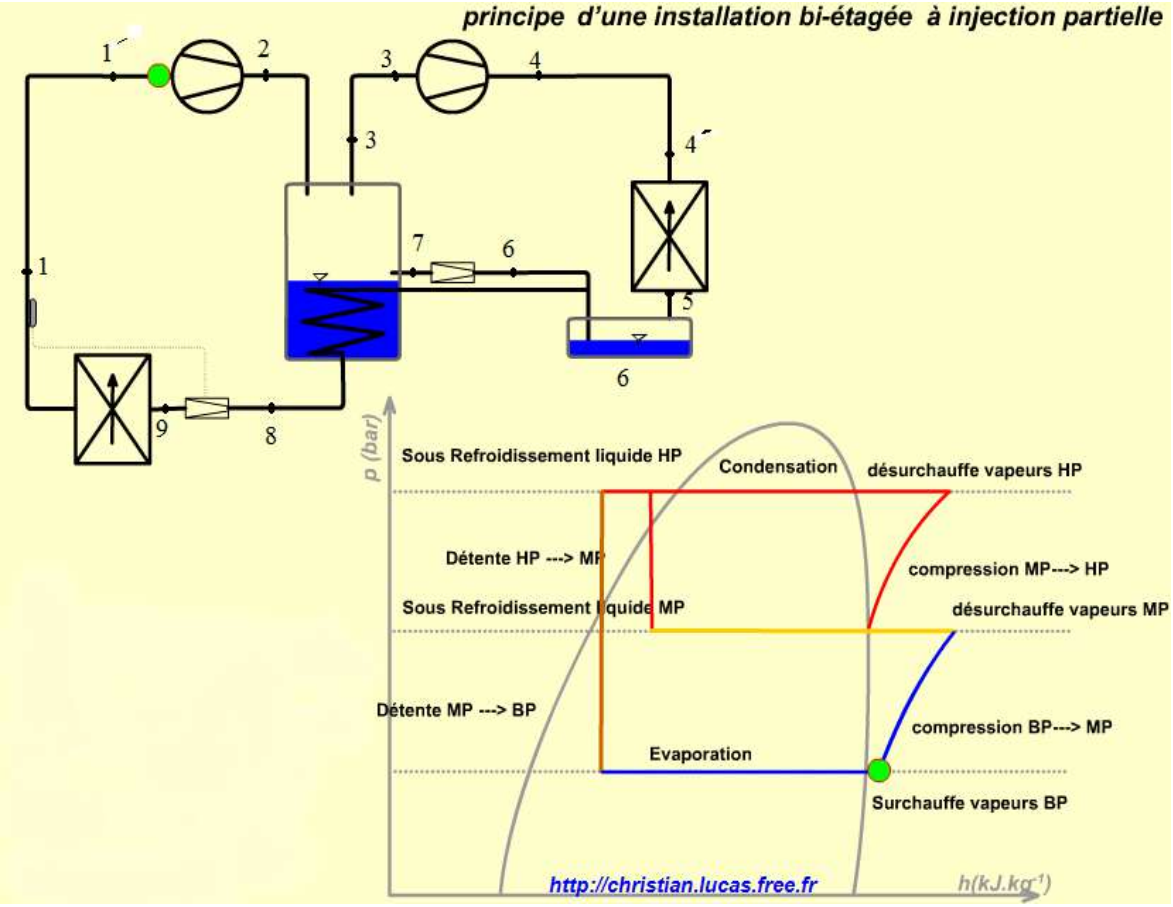


Figure (IV.4) : Machine frigorifique à compression bé étagée à injection partielle

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 T_3 à laquelle il est admis à l'étage haute pression (état 4) pour être admis au condenseur ou il se condense (état 5) et éventuellement se sous-refroidi (état 6).

Le liquide formé passe dans un serpentin disposé en partie basse de la bouteille intermédiaire, une partie de ce liquide est dérivée vers le détendeur D_1 et injectée dans la bouteille intermédiaire ou, par vaporisation, il désurchauffe les vapeurs comprimées provenant de l'étage basse pression et sous-refroidi le liquide acheminé dans l'état 8 vers le détendeur D_2 qui alimente l'évaporateur en fluide détendu à l'état 9.

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. Le 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.

$$\mathbf{Q_m = Q_o / (H_{1'} - H_7)} \quad \text{..... (IV.5)}$$

Q_m : débit massique du fluide frigorigène.

Q_o : puissance effective de l'évaporateur.

$H_{1'}$: l'enthalpie au point 1'.

H_7 : l'enthalpie au point 7.

IV.8.1.2. Le 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.

$$\mathbf{Q_v = Q_m \times V_{1'}} \quad \text{..... (IV.6)}$$

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

$V_{1'}$: volume spécifique au point 1'.

IV.8.1.3. La 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.

$$P_{th} = Q_m \times (H_2 - H_{1'}) \quad \text{.....} \quad \text{(IV.7)}$$

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

H_2 : l'enthalpie au point 2.

IV.8.1.4. La quantité de chaleur dégagée par le condenseur :

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$$Q_c = Q_m \times (H_2 - H_5) \quad \text{.....} \quad \text{(IV.8)}$$

Q_c : quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

H_5 : l'enthalpie au point 5.

IV.8.1.5. Le coefficient de performance (COP):

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

$$COP = Q_o / P_{th} \quad \text{.....} \quad \text{(IV.9)}$$

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

Après le calcule 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.

$$Q_o + P_{th} = Q_c \quad \text{.....} \quad \text{(IV.10)}$$

IV.9. Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (chambres 01, 02,03) :

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

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

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

Chambre : 01

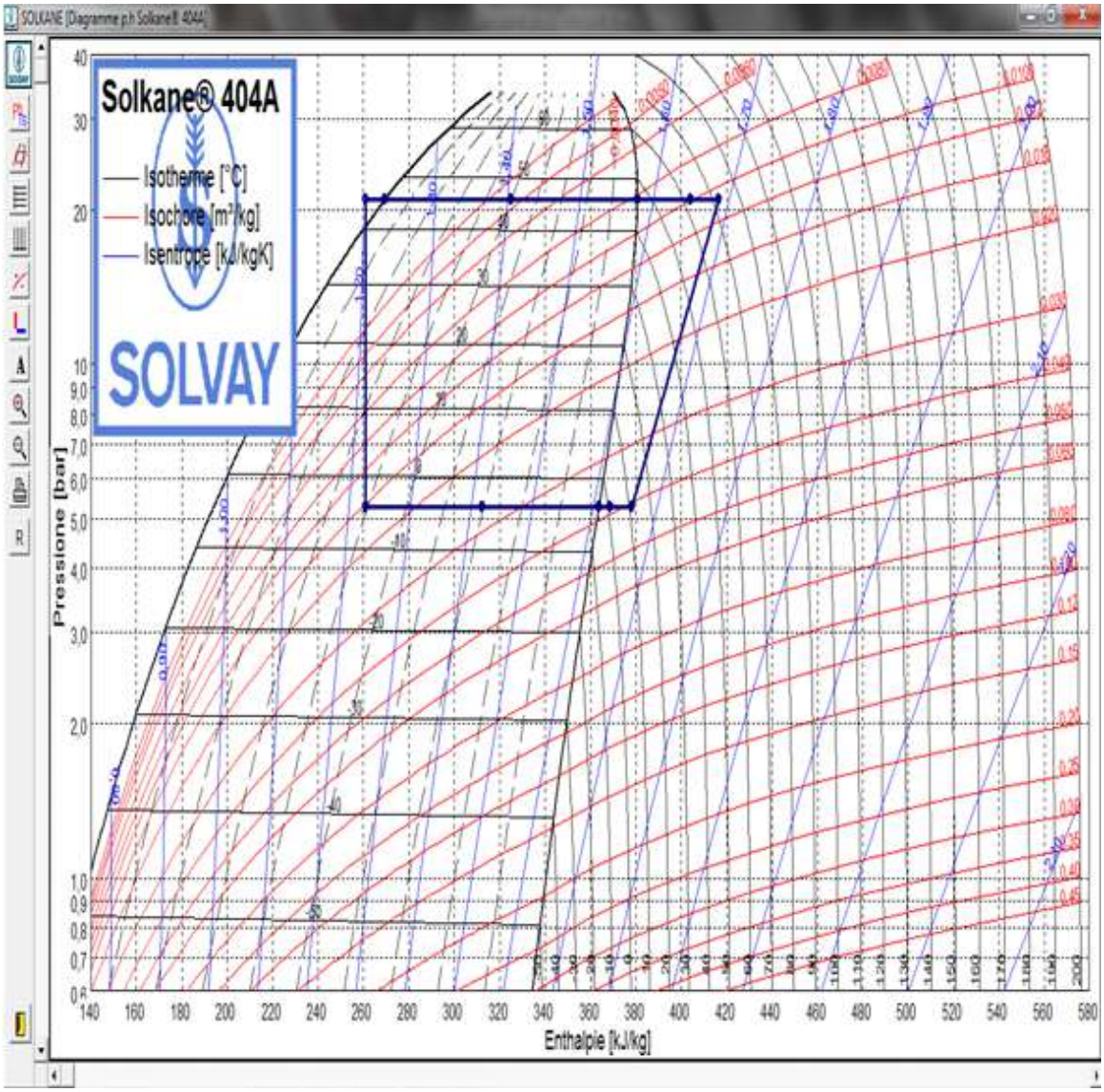


Figure (IV.5) : Diagramme enthalpique chambre : 01

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

Tableau (IV.05) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 01)						
Points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume spécifique (m^3/kg)	Titre de vapeur
01	Vapeur saturée	-4	5.27	363.79	0.037	1
01'	Vapeur surchauffée	11	5.27	378.14	0.040	/
02	Vapeur surchauffée	79.10	20.93	424.83	0.011	/
03	Vapeur saturée	45.85	20.93	325.11	0.0046	1
04	Liquide saturé	46	20.93	380.71	/	0
05	Liquide sous-refroidi	45.69	20.93	269.50	/	/
06	Liquide sous-refroidi	40.69	20.93	260.89	/	/
07	Liquide +vapeur	-4.32	5.27	260.89	/	0.394

Chambre : 02

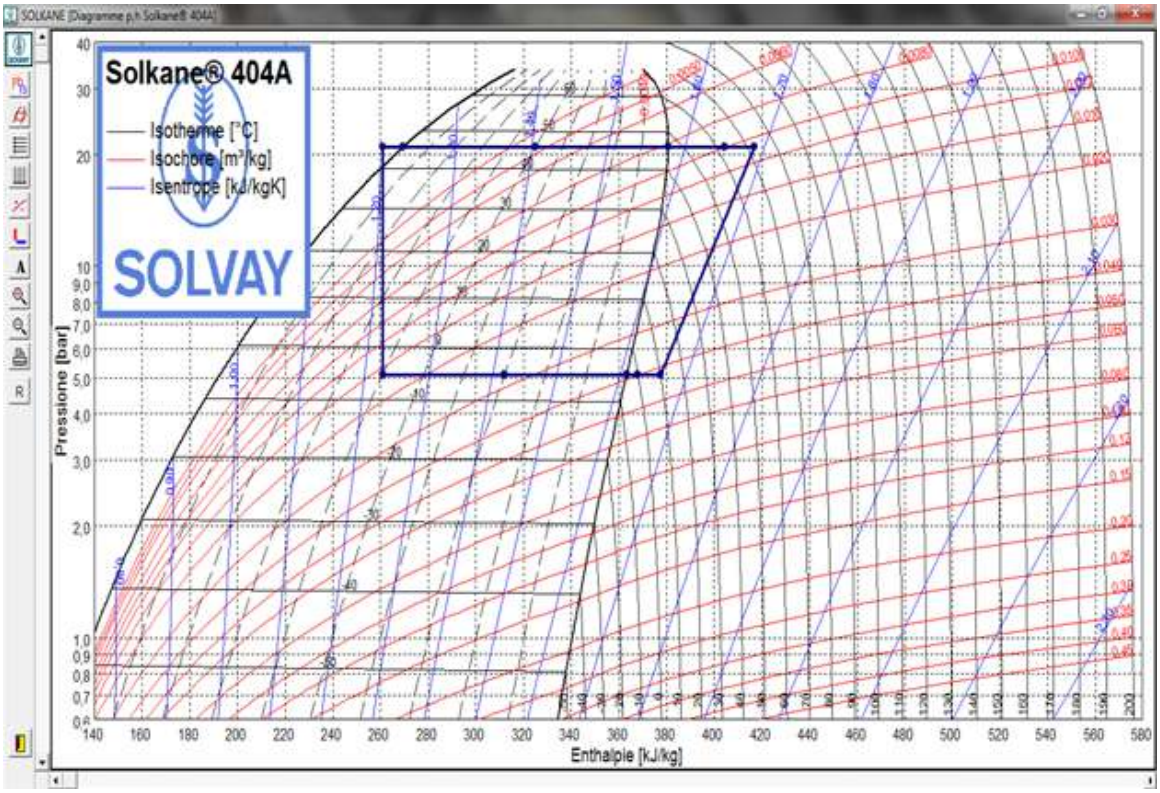


Figure (IV.6) : Diagramme enthalpique chambre : 02

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

Tableau (IV.06) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 02)						
Points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume spécifique (m^3/kg)	Titre de vapeur
01	Vapeur saturée	-5	5.10	363.28	0.038	1
01'	Vapeur surchauffée	10	5.10	377.55	0.042	/
02	Vapeur surchauffée	79.21	20.93	424.97	0.011	/
03	Vapeur saturée	45.85	20.93	325.11	0.004	1
04	Liquide saturé	46	20.93	380.71	/	0
05	Liquide sous-refroidi	45.69	20.93	269.50	/	/
06	Liquide sous-refroidi	40.69	20.93	260.89	/	/
07	Liquide +vapeur	-5.32	5.10	260.89	/	0.400

Chambre : 03

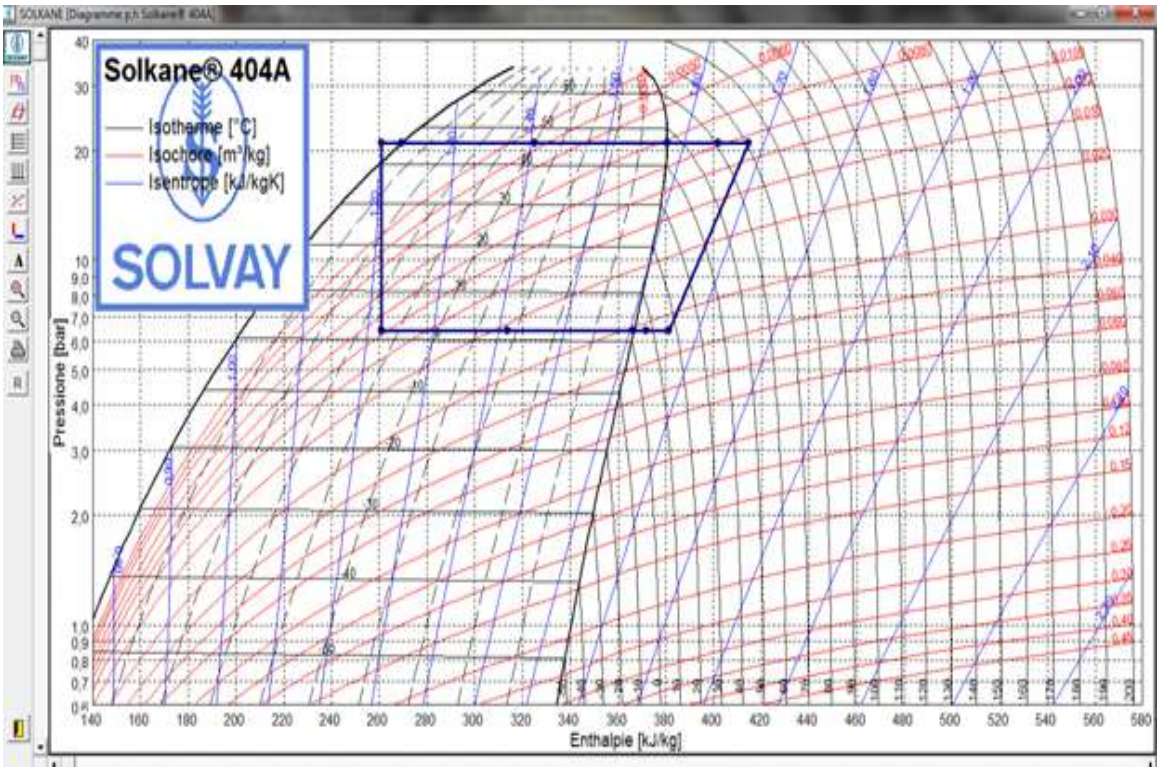


Figure (IV.7) : Diagramme enthalpique chambre : 03

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

Tableau (IV.07) :L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 03)						
Points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume spécifique (m^3/kg)	Titre de vapeur
01	Vapeur saturée	2	6.40	366.76	0.030	1
01'	Vapeur surchauffée	17	6.40	381.61	0.033	/
02	Vapeur surchauffée	78.51	20.93	424.12	0.011	/
03	Vapeur saturée	45.85	20.93	325.11	0.004	1
04	Liquide saturé	46	20.93	380.71	/	0
05	Liquide sous-refroidi	45.69	20.93	269.50	/	/
06	Liquide sous-refroidi	40.69	20.93	260.89	/	/
07	Liquide +vapeur	1.67	6.40	260.53	/	0.356

La SAS :

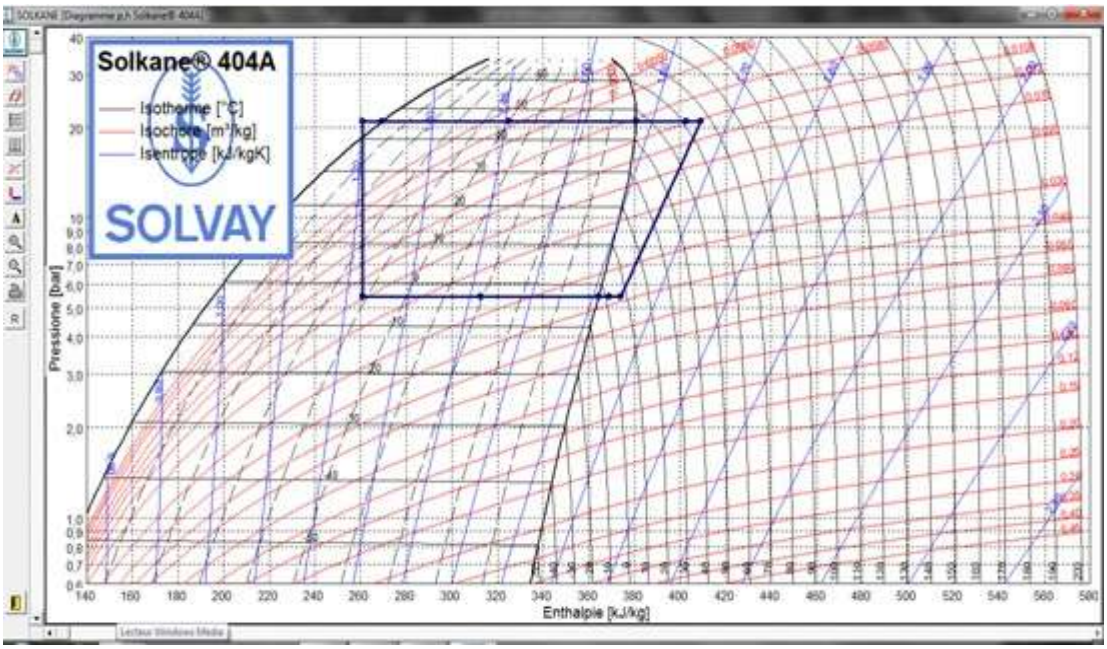


Figure (IV.8) : Diagramme enthalpique : SAS

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

Tableau (IV.08) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (SAS)

Points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume spécifique (m^3/kg)	Titre de vapeur
01	Vapeur saturée	-3	5.45	364.29	0.036	1
01'	Vapeur surchauffée	2	5.45	369.13	0.037	/
02	Vapeur surchauffée	60.92	20.93	402.11	0.009	/
03	Vapeur saturée	45.85	20.93	325.11	0.004	1
04	Liquide saturé	46	20.93	380.71	/	0
05	Liquide sous-refroidi	45.69	20.93	269.50	/	/
06	Liquide sous-refroidi	40.69	20.93	260.89	/	/
07	Liquide +vapeur	-3.32	5.45	260.89	/	0.388

On remarque que : le taux de compression de (Chambre : 01 ,02 ,03 et SAS) est : τ_{comp} = (3.98 ,4.10 ,3.27 et 3.84).

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

Chambre	Q_o (kw)	Q_m (Kg/s)	Q_v (m^3 / Kg)	P_{th} (kw)	Q_c (kw)	$Q_o + P_{th}$ (kw)	COP
01	10.459	0.097	0.0039	3.76	15	14.219	2.80
02	17.677	0.165	0.0069	6.52	23.7	24.197	2.72
03	5.677	0.015	0.0017	1.70	7.23	7.377	3.34
SAS	22.450	0.207	0.0079	7.30	29.4	29.75	3.07

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

- Chambre 01 : **DLL-40X.**
- Chambre 02 : **DKSJ-15X.**
- Chambre 03 : **DKJ-10X.**
- SAS : **D4SA-200X.**

IV.9.1. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée :

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 effectué le calcule 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.9.2. Le bilan massique de la BRI :

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

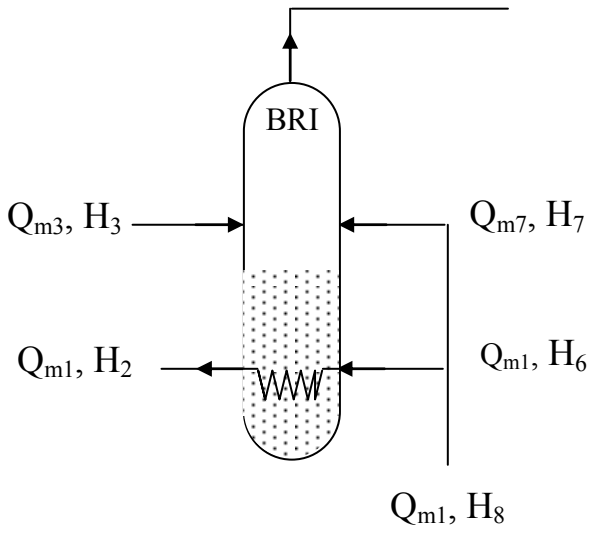


Figure (IV.9) : la bouteille de refroidissement intermédiaire.

$$\mathbf{Q_{m1} + Q_{m7} = Q_{m3}} \quad \text{……(IV.11)}$$

$Q_{m1} \times H_8 + Q_{m3} \times H_3 = Q_{m1} \times H_2 + Q_{m1} \times H_6 + Q_{m7} \times H_7$.

$Q_{m1} \times H_8 + Q_{m3} \times H_3 = Q_{m1} \times H_2 + Q_{m1} \times H_6 + H_7 \times (Q_{m3} - Q_{m1})$.

$Q_{m1} \times (H_8 + H_7 - H_2 - H_6) = Q_{m3} \times (H_7 - H_3)$.

$$\mathbf{Q_{m3} = Q_{m1}\,[(H_2 - H_8) / (H_3 - H_7)]} \quad \text{……...(IV.12)}$$

IV.9.3. L'étage bas pression :

IV.9.3.1. Le débit massique du fluide frigorigène :

Il est calculé par la relation suivante :

$$\mathbf{Q_{m1} = Q_o / (H_{1'} - H_9)} \quad \text{……...(IV.13)}$$

IV.9.3.2. Le 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.9.3.3. La puissance théorique consommée par le compresseur :

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$$P_{th1} = Q_{m1} \times (H_2 - H_{1'}) \quad \text{…..…… (IV.15)}$$

IV.9.4. L'étage haut pression :

IV.9.4.1. Le débit massique du fluide frigorigène :

Il est calculé par la relation suivante :

$$Q_{m3} = Q_{m1}\ [(H_2 - H_8) / (H_3 - H_7)] \quad \text{……..(IV.16)}$$

IV.9.4.2. Le 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.9.4.3. La puissance théorique consommée par compresseur:

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$$P_{th2} = Q_{m3} \times (H_4 - H_3) \quad \text{…..…… (IV.18)}$$

IV.10. La quantité de chaleur dégagée par le condenseur :

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$$Q_c = Q_{m3} \times (H_4 - H_6) \quad \text{…..……(IV.19)}$$

IV.11. Le coefficient de performance (COP):

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

$$COP = Q_o / (P_{th1} + P_{th2}) \text{……...(IV.20)}$$

IV.12. Vérification du bilan frigorifique de l'installation :

Après le calcule 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.

$$Q_o + P_{th1} + P_{th2} = Q_c \quad \text{…..……. (IV.21)}$$

IV.13. Le tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (chambre 04) :

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 15 °C. Le sous refroidissement s'effectue a la sortie du condenseur et dans la BRI d'une valeur égale à 10°C environ.

Le tracé du cycle frigorifique à partir du logiciel frigorifique **Solkane** de l'installation est figuré sur le diagramme enthalpique :

Chambre 04 :

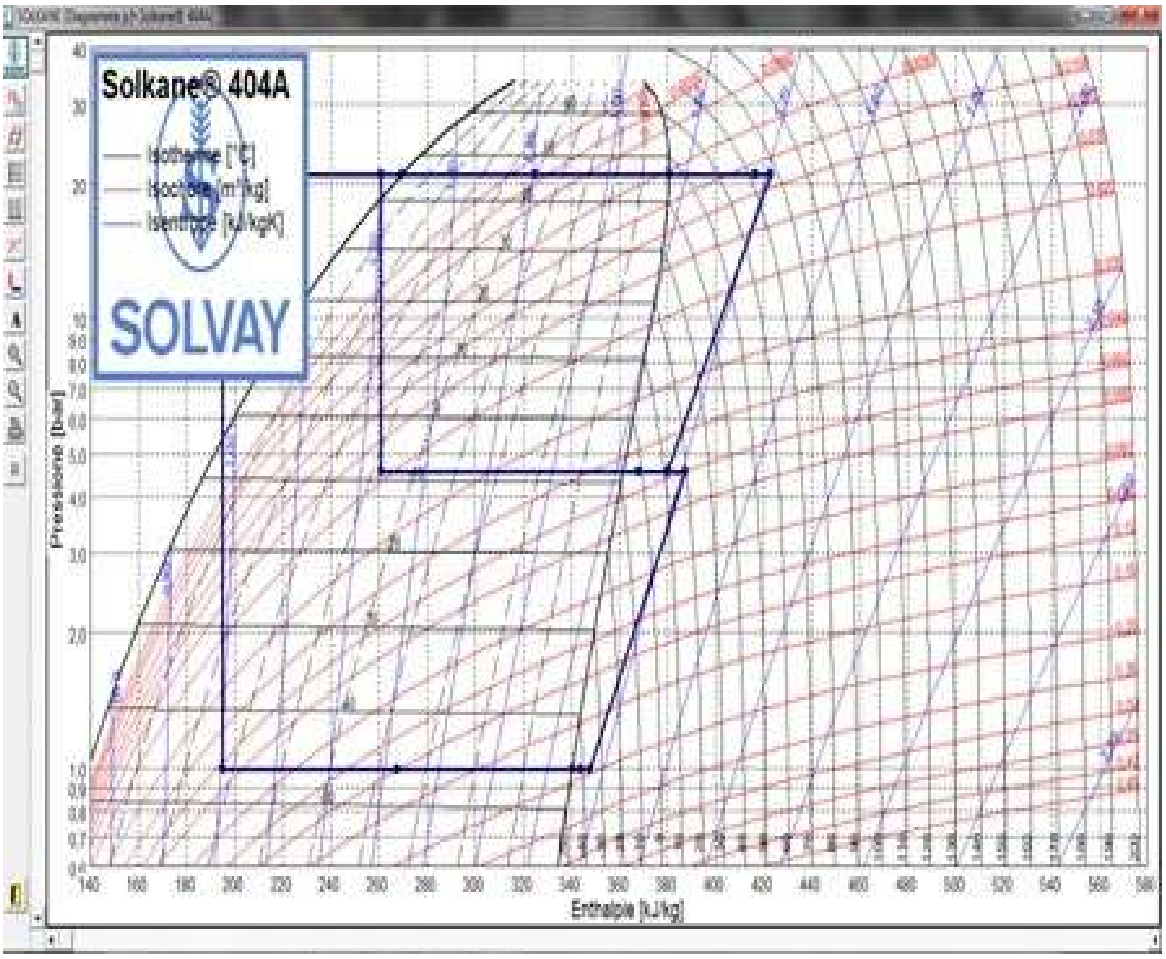


Figure (IV.10) : Diagramme enthalpique chambre : 04

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 (chambre 04) sont tirées par la figure précédente :

Tableau (IV.10) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre04)						
Points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume spécifique (m^3/kg)	Titre de vapeur
01	Vapeur saturée	-46	0.99	340.18	0.187	1
01'	Vapeur surchauffée	-36	0.99	347.94	0.196	/
02	Vapeur surchauffée	19.60	4.55	387.66	0.050	/
03	Vapeur saturée	11.59	4.55	380.19	0.048	1
04	Liquide saturé	77.42	20.93	422.81	0.011	/
04'	Vapeur saturée	72.42	20.93	416.70	0.010	1
05	Liquide saturé	40.69	20.93	260.89	0.001	0
06	Liquide sous-refroidi	-8.75	20.93	260.89	0.187	/
07	Liquide +vapeur	-1.43	4.55	268.06	0.045	0.421
08	Liquide sous-refroidi	-3.75	20.93	194.98	0.0008	/
09	Liquide +vapeur	-46.56	0.99	194.98	0.052	0.279

Le tracé du cycle frigorifique à partir du logiciel frigorifique **Solkane** de la (chambre 05) est figuré sur le diagramme enthalpique :

Chambre 05 :

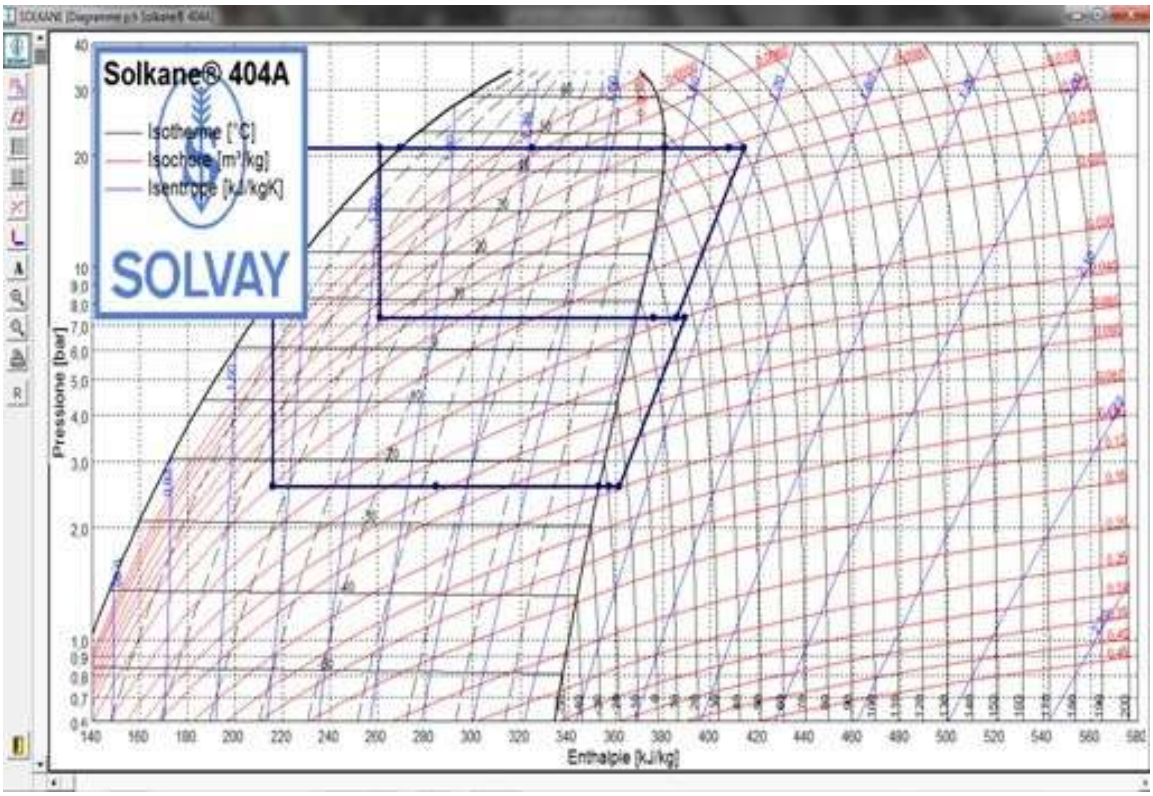


Figure (IV.11) : Diagramme enthalpique chambre : 05

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique bi étagée pour la (chambre 05) sont tirées par la figure précédente :

Tableau (IV.11) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 05)

Points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume spécifique (m^3/kg)	Titre de vapeur
01	Vapeur saturée	-24	2.57	353.03	0.075	1
01'	Vapeur surchauffée	-14	2.57	361.64	0.079	/
02	Vapeur surchauffée	26.59	7.34	389.26	0.030	/
03	Vapeur saturée	22.90	7.34	385.55	0.029	1
04	Liquide saturé	70.18	20.93	413.93	0.010	/
04'	Vapeur saturée	65.18	20.93	407.63	0.010	1
05	Liquide saturé	40.69	20.93	260.89	0.001	0
06	Liquide sous-refroidi	6.14	7.34	260.89	0.009	/
07	Liquide +vapeur	13.47	7.34	376.04	0.028	0.326
08	Liquide sous-refroidi	11.14	20.93	216.03	0.0009	/
09	Liquide +vapeur	-24.46	2.57	216.03	0.020	0.265

IV.13. Bilan de l'installation bi étagée:

Tableau (IV.12) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée

Chambre	Q_o (kw)	Q_{m1} (Kg/s)	Q_{m3} (Kg/s)	Q_{v1} (m^3/s)	Q_{v2} (m^3/s)	P_{th1} (kw)	P_{th2} (kw)	Q_c (kw)	$Q_o + P_{th1} + P_{th2}$ (kw)	COP
04	11.3	0.075	0.122	0.0059	0.014	5.22	3.01	19.1	19.53	1.37
05	57.3	0.405	0.563	0.016	0.032	16	11.2	82.7	84.5	2.11

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

- Chambre 04 : **(2) × D2SA-45X.**
- Chambre 05 : **(2) × D4SA-200X.**

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) soient bien calculer ces se que on essai de réaliser dans ce chapitre.

V.2. Le 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 :

1. 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.
2. 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. Le dimensionnement du compresseur :

Pour effectué 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 calcule de la cylindrée et du volume balayé et du débit massique réel.

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

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

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

Chambre	Type	Débit volumique (m^3/s)	Nombre de cylindres	Alésage (mm)	Course (mm)	Vitesse de Rotation (tours/min)
01	**DLL-40X**	0.0045	2	60.4	36.5	1291.86
02	**D2SK-65X**	0.0080	2	65.1	54	1553.39
03	**DLE-20X**	0.0021	2	44.5	36.5	1115.04
04	**D2SA-45X**	0.0155	4	63.5	50.8	1446.34
	D2SA-45X	0.0155	4	63.5	50.8	1446.34
05	**D4SA-200X**	0.0062	2	61.9	42.8	1447.47
	D4SA-200X	0.0062	2	61.9	42.8	1447.47
SAS	**D4SA-200X**	0.0155	4	63.5	50.8	1447.47

A partir de ces caractéristiques on peut commencer notre dimensionnement :

V.2.2.1. La 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.

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

V.2.2.2. Le 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 :

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

N : la vitesse de rotation du compresseur.

V.2.2.3. Le débit massique réel du fluide :

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

$$\mathbf{Q_{m\ réel} = (Q_m \times V_b) / Q_v} \quad \text{…...……(V.3)}$$

Q_m : le débit massique en kg/s.

Q_v : le débit volumique en m^3/s.

V.2.2.4. La puissance réelle du compresseur :

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

$$\mathbf{P_{réel} = (Q_{m\ réel} \times \Delta H) / \eta} \quad \text{…..……. (V.4)}$$

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. Le rendement volumétrique du compresseur :

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

η_m : le rendement mécanique = 85 %.

η_{comp} : le rendement de compression.

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

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. La puissance frigorifique réelle :

La puissance frigorifique réelle est calculée par la relation suivante :

$$\mathbf{Q_{o\ réel} = Q_{m\ réel} \times \Delta H} \quad \text{…..…….....(V.7)}$$

V.2.2.7. Le temps réel de fonctionnement de l'installation :

Il est calculé par la formule suivante :

$$\mathbf{t_{réel} = (Q_o \times \tau_{inst})/Q_{o\ réel}} \text{ heure; minute; seconde……(V.8)}$$

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

16 heures pour les chambres de conservation (réfrigération).

18 heures les chambres de congélation.

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

Chambre	Q_v (m^3/s)	V_b (m^3/s)	Q_m (kg/s)	$Q_{m\ réel}$ (kg/s)	η	$Q_{oréel}$ (kw)	$P_{réel}$ (kw)	$t_{réel}$
01	0.0045	0.0050	0.1109	0.123	0.68	14.42	21.20	11 :01 :00
02	0.0080	0.0086	0.1822	0.195	0.67	22.74	33.94	12 :44 :00
03	0.0021	0.0027	0.0699	0.089	0.71	10.74	15.12	08 :45 :00
04	0.0151	0.0156	0.4820	0.165	0.04	25.23	630.7	08 :03 :00
05	0.0062	0.0068	0.1088	0.330	0.50	48.05	96.1	21 :45 :00
SAS	0.0150	0.0155	0.3478	0.359	0.68	38.85	57.13	09 :24 :00

Remarque :

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

V.3. Le condenseur:

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

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

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

V.3.1. Le condenseur à air (à ailettes):

Ce type de condenseur est équipé d'une batterie ailetée 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 :

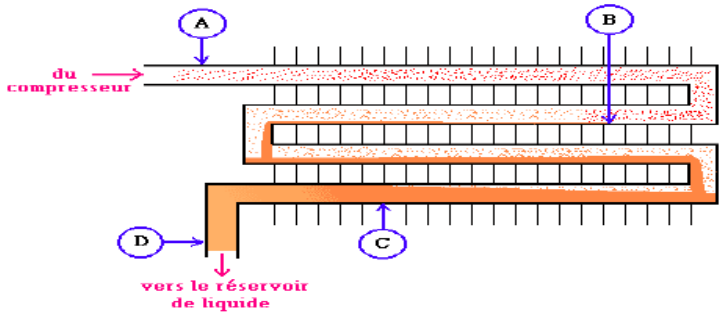


Figure (V.1) : Condenseur à air ventilé

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) a 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)
01	**WA13/08P**	40	40	2.5	16	18	1
02	**WA22/04P**	55	55	2.5	16	18	1
03	**WA10/08P**	55	55	2.5	12	14	1
04	**WA14/08P**	55	55	2.5	16	18	1
05	**WA59/04P**	55	55	2.5	34	36	1
SAS	**WA30/08P**	55	55	2.5	16	18	1

V.4. L'évaporateur:

Dans toute machine frigorifique, l'évaporateur est l'appareil qui sert à prélever la chaleur à une source froide.
Par ailleurs on retrouve deux types d'évaporateurs selon la nature du fluide à refroidir : refroidisseurs d'air et refroidisseurs de liquides.
Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques au même titre que les condenseurs, ils assurent le passage du flux calorifique du milieu à refroidir au fluide frigorigène, ce flux calorifique ayant pour effet de vaporiser le fluide frigorigène liquide qui est contenu à l'intérieur de l'évaporateur un évaporateur refroidisseur d'air peut être à convection naturelle ou forcée.

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.

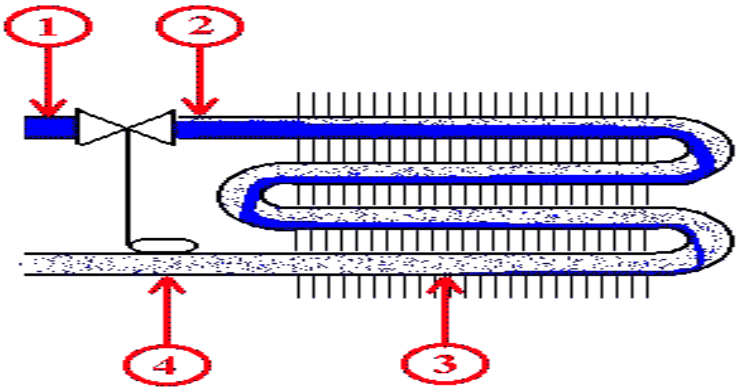


Figure (V.2) : Evaporateur à détente directe

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 choisie 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)
01	**NI1602L**	59	59	7	16	18	1
02	**NI2443R**	59	59	4.23	16	18	1
03	**SKB06R**	60	60	6.35	16	18	1
04	**NI4012S**	69	69	10	22	24	1
05	**NI12615C**	69	69	7	16	18	1
SAS	**NI4012L**	69	69	7	22	24	1

V.5. Le détendeur :

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

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

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

V.5.1. La composition et le fonctionnement des détendeurs thermostatiques:

Les détendeurs thermostatiques **DANFOSS** sont composés de quatre parties:

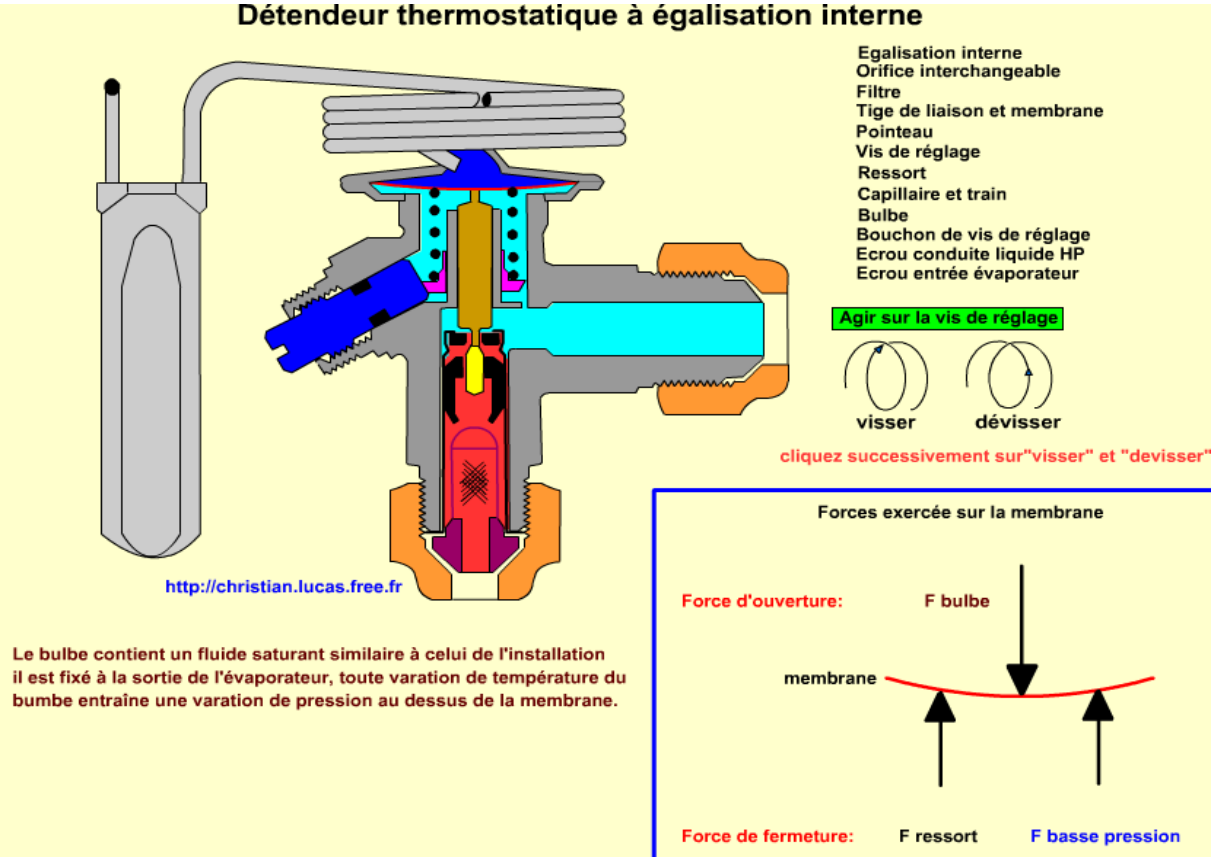


Figure (V.3) : Détendeur thermostatique à égalisation interne

- 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 temp. minimales de condensation.
- Température du fluide.
- Type de fluide frigorigène.

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

$$\mathbf{Q_n = Q_o \times K_{\Delta P} \times K_t} \quad \text{…..……(V.9)}$$

Q_n: Puissance nominale. Kw

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

Q_o: Puissance frigo requise. Kw

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

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

V.5.2.1. Exemple de calcule : chambre 01

Q_o = 10.459 kw.

K_t = 1.09.

$K_{\Delta P}$ = 0.80.

Q_n = 9.12 kw.

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)
01	**TCLE 250 SW**	X 22440-B4B	10×16
02	**TCLE 400 SW**	X 22440-B5B	12×16
03	**TCLE 150 SW**	X 22440-B3B	10×16
04	**TCLE 400 SW**	X 22440-B5B	12×16
05	**TJRE 14 SW**	X11873-B5B	22×22
SAS	**TCLE 600 SW**	X 22440-B6B	12×16

V.6. Les appareils annexes de l'installation :

Dans les circuits frigorifiques, il existe d'autres appareils qui s'appellent les appareils annexes, dont leurs rôles sont importants pour le bon fonctionnement des machines.

Ils sont placés sur le circuit à haute et basse pression :

- Séparateur d'huile.
- Réservoir de liquide.
- Bouteille de refroidissement.
- Filtre déshydrateur.
- Voyant de liquide.
- Clapet de retenue.

V.6.1. Séparateur d'huile :

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

Description :

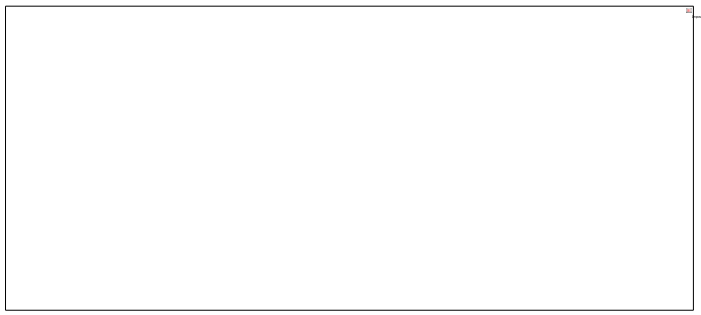


Figure (V.4) : Séparateur d'huile

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 :

$$\mathbf{Q_v = S \times v = (\pi \times d_i^{\,2}/4) \times v} \quad \textbf{.....(V.10)}$$

$$\mathbf{d_i = [(4 \times Q_v)/(\pi \times v)]^{1/2}} \quad \textbf{.....(V.11)}$$

Qv : le débit volumique refoulé par le compresseur.

v : vitesse de refoulement.

S : la section de la séparation.

di : le diamètre intérieur du séparation.

V.6.1.3. Exemple de calcule : chambre 01

$Q_v = 0.0050\ m^3/s$.

$V = 6.27\ m/s$.

$S = 8.72 \times 10^{-4}\ m^2$.

di = 0.032m.

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)
01	0.0050	0.032	0.05	8.72×10^{-4}
02	0.0086	0.039	0.05	1.20×10^{-3}
03	0.0027	0.025	0.04	5.06×10^{-4}
04	0.0020	0.018	0.03	2.55×10^{-4}
05	0.0502	0.078	0.1	4.78×10^{-3}
SAS	0.0155	0.051	0.07	2.06×10^{-3}

d i n : diamètre intérieur nominal.

V.7. Réservoir de liquide :

Le réservoir de liquide reçoit le fluide liquéfié venant du condenseur .ce réservoir en tôle d'acier à des dimensions qui leur permet de contenir la majeure partie de la charge en fluide de l'installation.

Il est monté en position verticale ou horizontale et sont toujours pourvus d'un robinet de départ de liquide, même si le niveau de celui-ci dans la bouteille est très bas.

Il protège l'installation de la surpression.

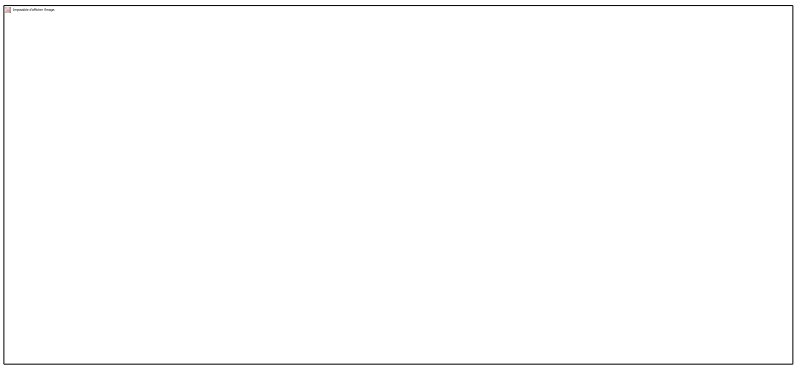


Figure (V.5) : Réservoir de liquide horizontale

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.

$$\mathbf{V_{nécessaire} = 3 \times Q_o} \quad \text{.....(V.12)}$$

$$\mathbf{V_{net} = V_{nec} \times 80\%} \quad \text{.....(V.13)}$$

$$\mathbf{V_{réel} = V_{net} \times M} \quad \text{.....(V.14)}$$

M : masse molaire du réfrigérant / masse molaire du lubrifiant

M (R404A) = 97.6 g/mole.

Polyol ester : $C_9H_{18}O_4$.

M (polyol ester) = 190 g/mole.

V.7.2. Exemple de calcule : chambre 01

Q_o =10.459 Kw

$V_{néc}$ = 3 × 10.459 =31.377 litres.

V_{net} =31.377 × 80% =25.101 litres.

$V_{réel}$ = 25.101×97.6 / 190 = 12.893 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
01	10.459	31.377	25.101	12.893
02	17.691	53.073	42.458	21.810
03	5.677	17.031	13.624	6.998
SAS	22.450	67.35	53.880	27.677

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

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

$$\mathbf{Q_v = S \times v = (\pi \times d_i^{\,2} /4) \times v} \quad \text{.....(V.15)}$$

$$\mathbf{d_i = [(4 \times Q_v)/ (\pi \times v)]^{1/2}} \quad \text{.....(V.16)}$$

Tableau (V.08) : Caractéristiques de la BRI pour l'installation bi étagée				
Chambre	Débit volumique (m3/s)	d i (m)	d i n (m)	S (m^2)
01	0.0020	0.018	0.03	2.55×10^{-4}
02	0.0502	0.078	0.1	4.78×10^{-3}

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.

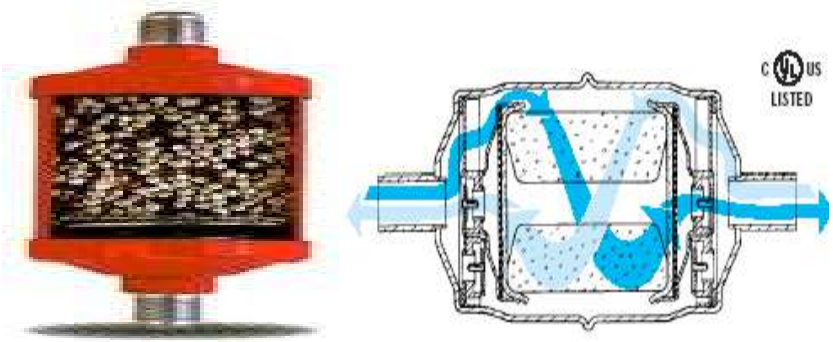


Figure (V.6) : Filtre déshydrateur

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. Le voyant liquide :

Il sert à indiquer :

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



Figure (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. Le Clapet de retenue :

Lorsqu'un compresseur dessert une installation à plusieurs postes de froids à températures différentes, il y a lieu de craindre à l'arrêt de la machine une condensation des vapeurs en provenance des évaporateurs à température élevées dans celui à température plus basse qui, s'engorgeant ainsi en liquide, risquerait à la mise en route de provoquer des coups de liquide, de même, sur certaines installation industrielles, une circulation intempestive à contre courant du flux normal risque de se produire.

Pour remédier à cet inconvénient, il suffit de placer sur la tuyauterie intéressée un clapet de retenue.

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 la quelle 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.

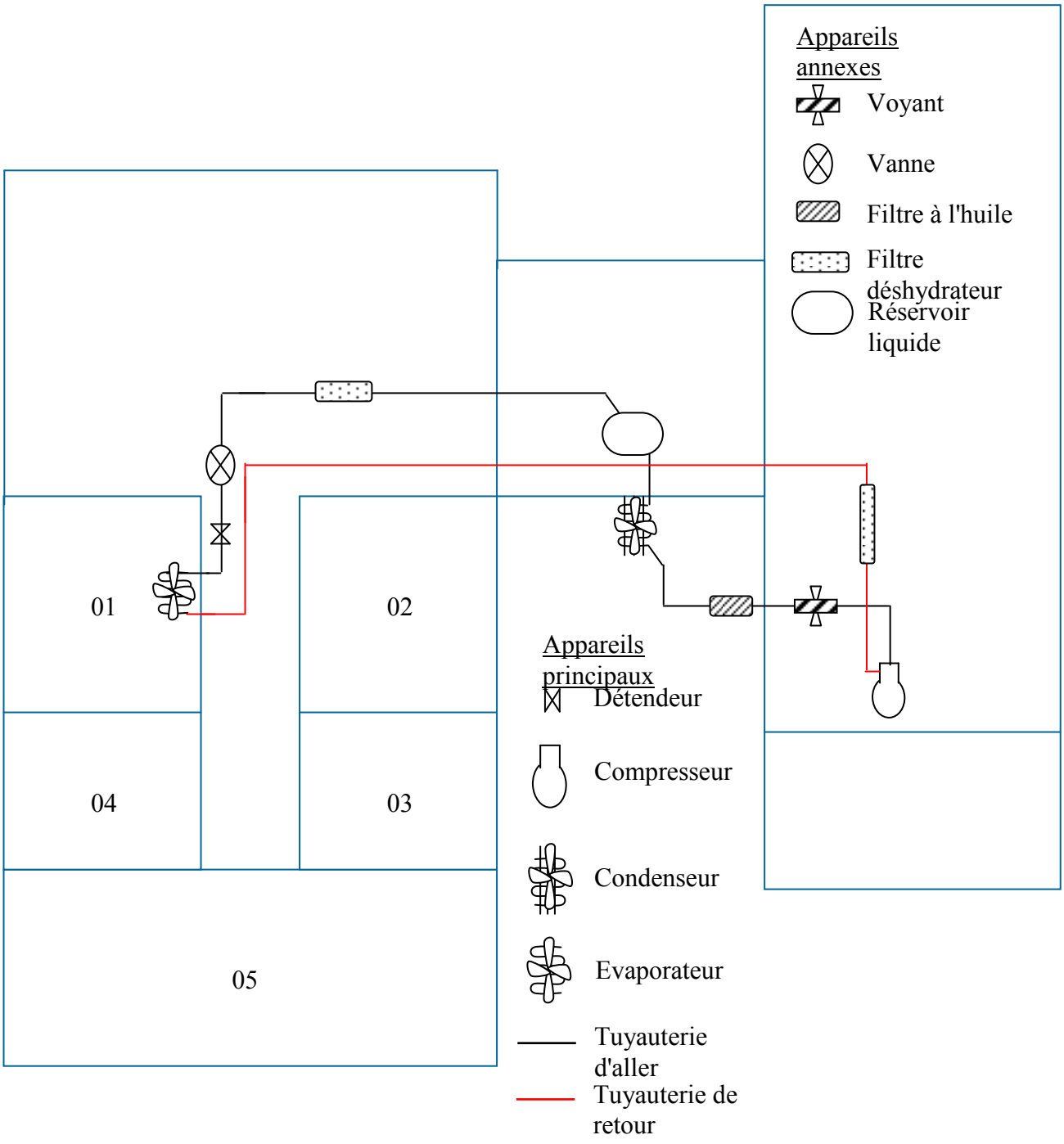


Figure (V.8) : Axonométrie de l'installation de la chambre 01

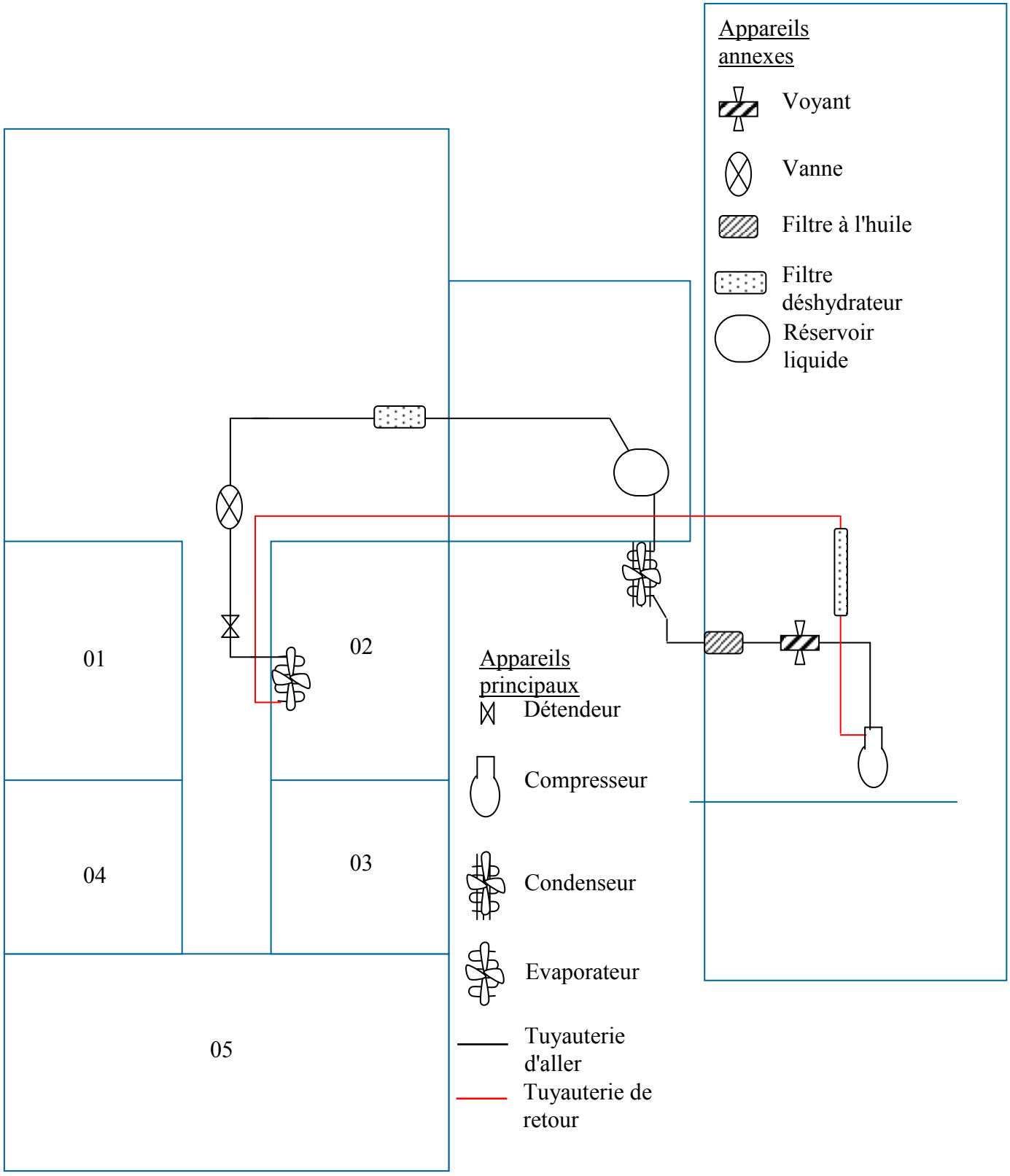


Figure (V.09) : Axonométrie de l'installation de la chambre 02

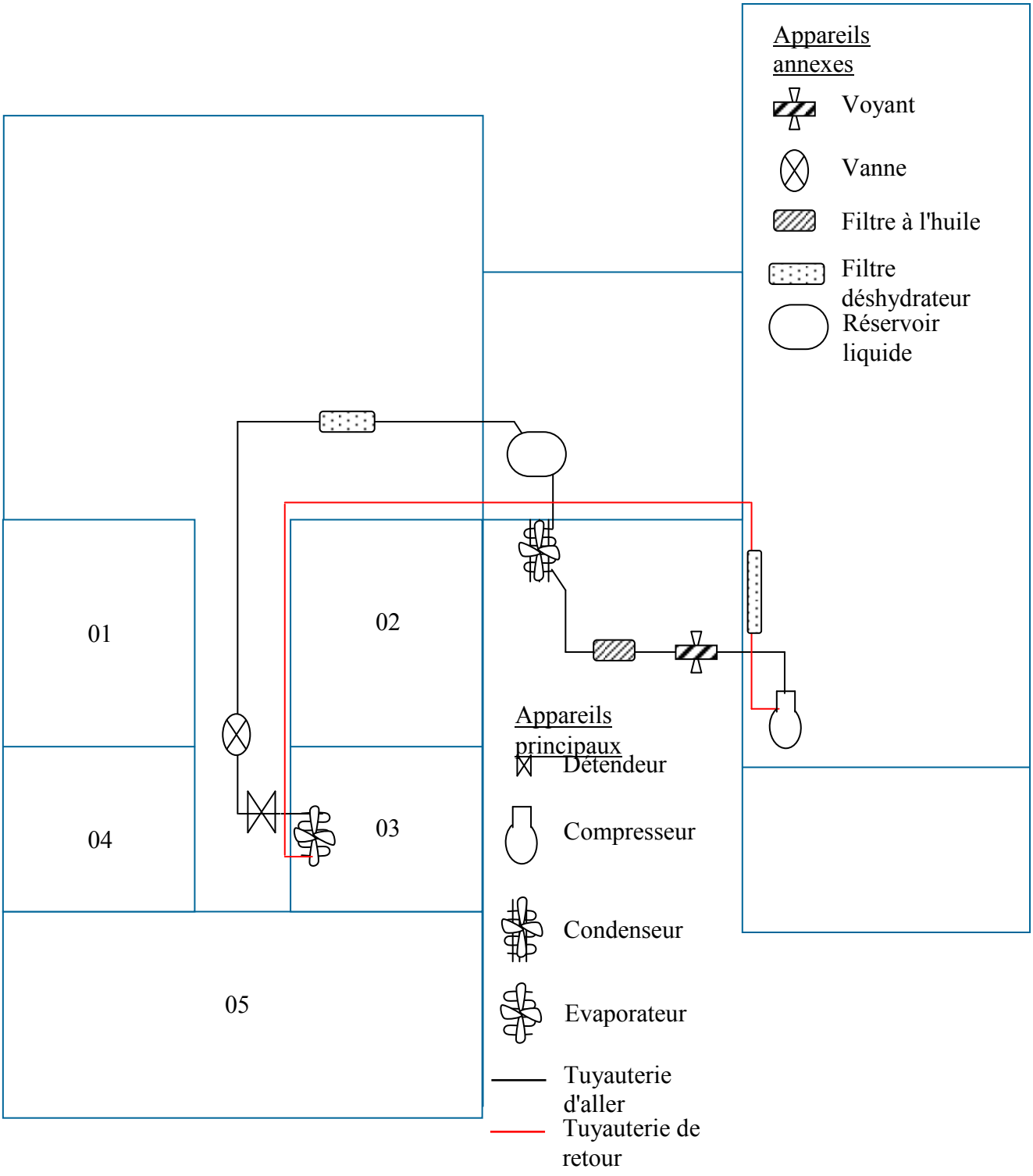


Figure (V.10) : Axonométrie de l'installation de la chambre 03

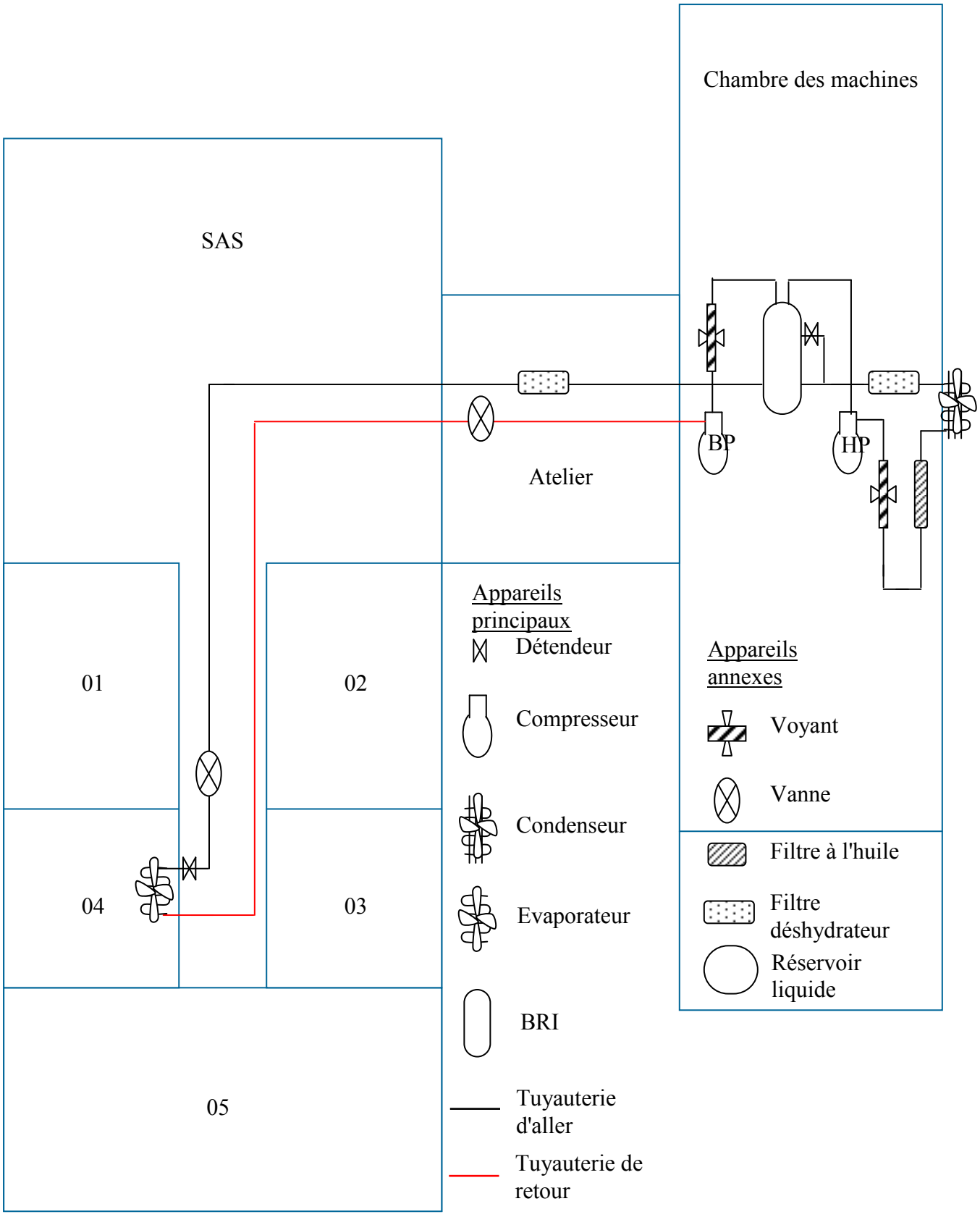


Figure (V.11) : Axonométrie de l'installation de la chambre 04

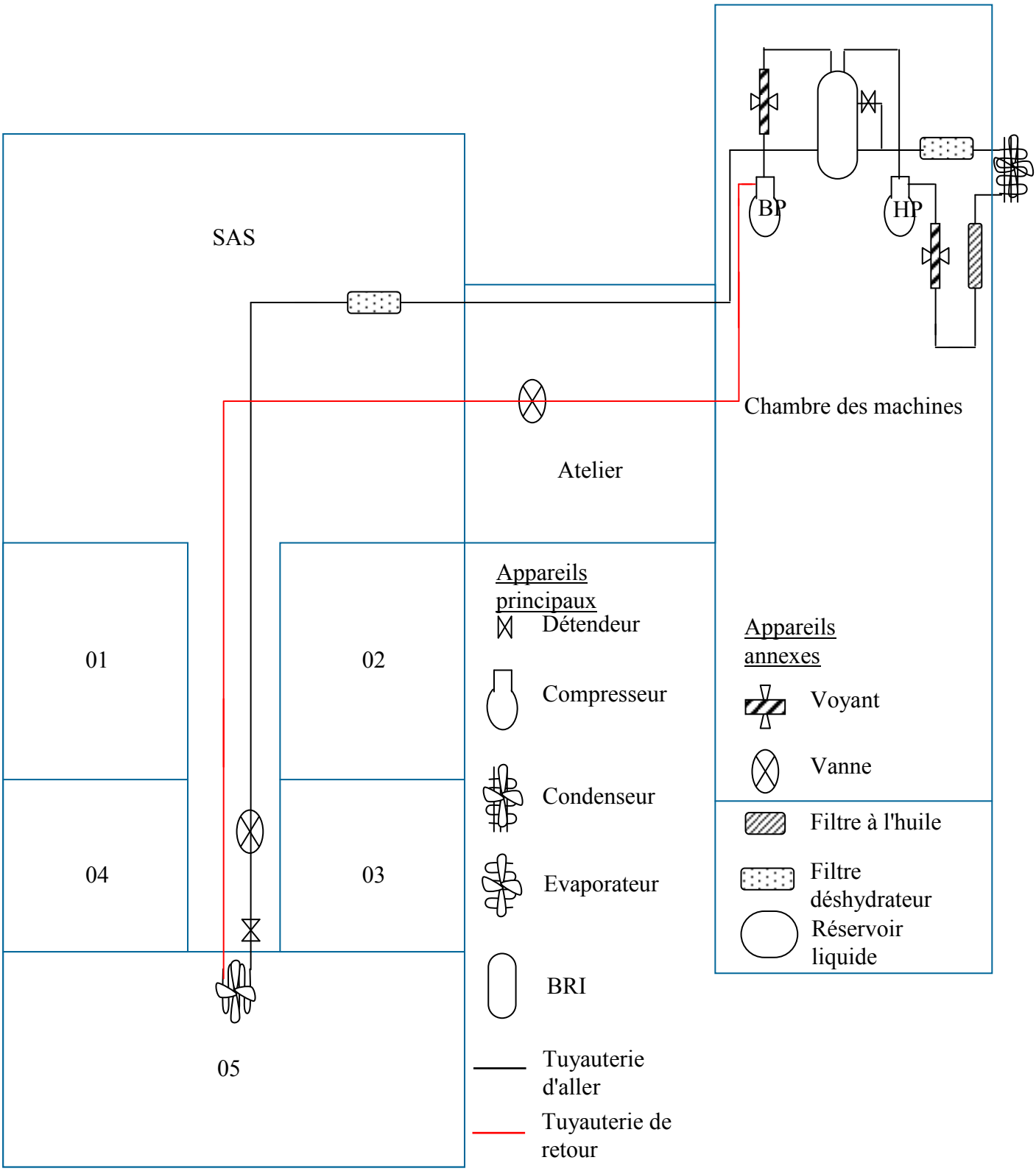


Figure (V.12) : Axonométrie de l'installation de la chambre 05

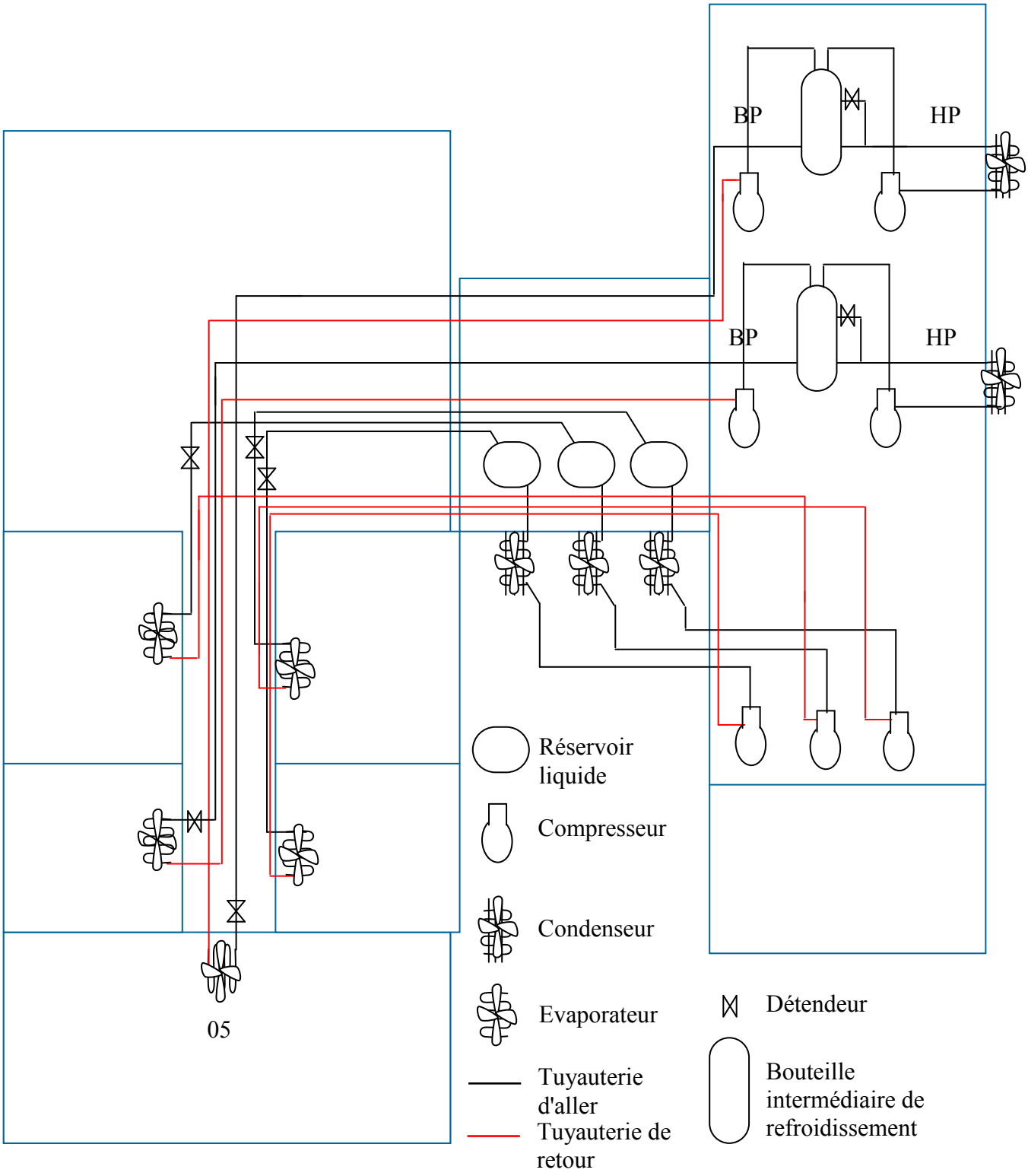


Figure (V.13) : Plan de tuyauterie de l'entrepôt frigorifique

Chapitre VI : Régulation

VI.1. Introduction :

Le fonctionnement se fait en **Pump down** lorsque la consigne est atteinte, on ferme la vanne solénoïde, on arête en suite le compresseur soit en utilisant un relais temporisé a l'ouverture soit grâce à un pressostat BP, on réalise donc un arrêt par tirage au vide de l'évaporateur se qu'il faut savoir une régulation c'est qu'elle est constitues de trois éléments principaux :

- Organes de détection et organes de réglages.
- Grandeurs de réglage.
- Grandeur a réglée.

Dans le froid les grandeurs a réglées sont :

- La température.
- L'hygrométrie.

On les appelle aussi les conditions de stockages.

Les grandeurs de réglages peuvent être :

- Le débit.
- La vitesse de rotation du moteur
- Le nombre des compresseurs.
- Le volume balayé.

Les organes de réglages sont :

- Les thermostats.
- Les pressostats.
- Les régulateurs…etc.

Dans ce chapitre on va détailler tous se que on vient de dire.

VI.2. Régulation de la basse pression :

VI.2.1. Principe de la régulation par tirage au vide :

VI.2.1.1. Mise à l'arrêt de la machine:

Le thermostat ou le régulateur coupe l'alimentation de l'électrovanne liquide quand la température désiré est atteinte.

Le compresseur étant en fonctionnement, l'évaporateur est progressivement vidange, la basse pression baisse, le pressostat BP de régulation s'ouvre à assurant la mise à l`arrêt du compresseur.

VI.2.1.2. Remise en route de la machine:

La température remonte jusqu`au point d'enclenchement du thermostat, l'électrovanne liquide de ce fait remise sou tension, la basse pression étant faible, le détendeur est ouvert en grand le fluide frigorigène liquide arrive donc a l'évaporateur ou du fait de la relation pression température du fluide saturant, la basse pression remonte jusqu`à provoquer l'enclenchement du pressostat BP et ainsi le compresseur redémarre.

VI.2.1.3. Avantages :

La régulation par tirage au vide pressente les avantages suivants :

- Intensité du démarrage du moteur réduite.
- 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.

VI.2.1.4. Réglage :

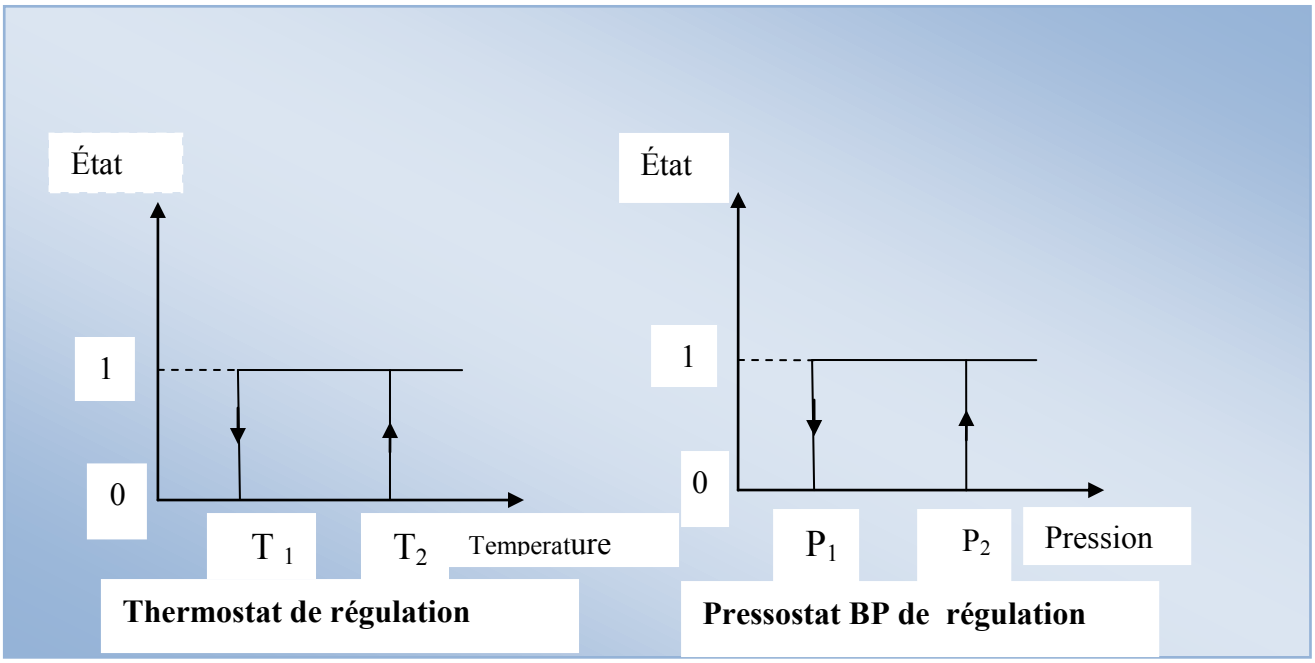


Figure (VI.1) : Thermostat et pressostat BP de régulation

Dans ces schémas on peut dire que la régulation se fait en tous ou rient (TOR).

VI.3. Régulation de la haute pression :

Un condenseur surpuissant 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 a plusieurs vitesses.

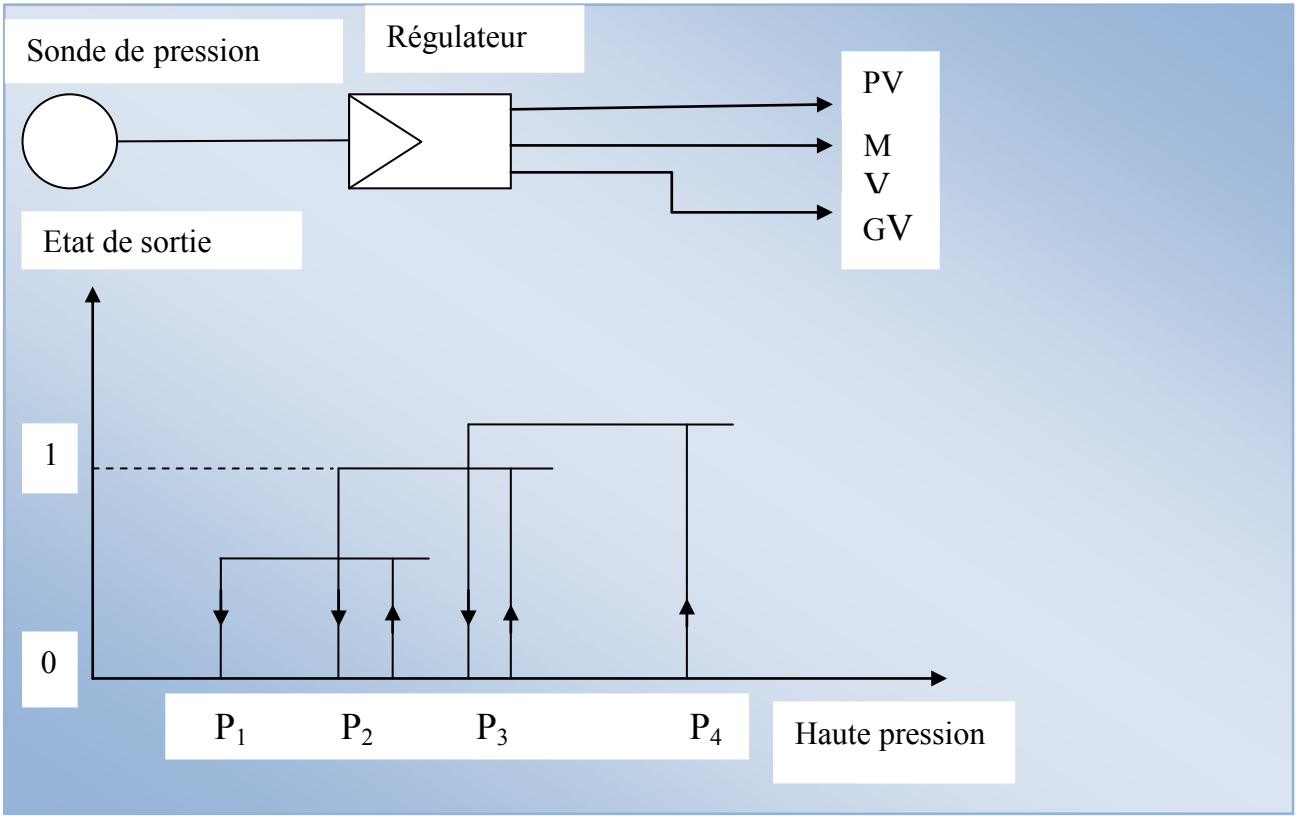


Figure (VI.2) : Régulation de la haute pression

- Entre P_1 et P_2 : le moteur tourne à une petite vitesse.
- Entre P_2 et P_3 : le moteur tourne à une moyenne vitesse.
- Entre P_3 et P_4 : le moteur tourne à une grande vitesse.

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

VI.4. Les pressostats :

C'est un tube de faible diamètre a l'aspiration du compresseur, il arrête le compresseur lorsque la pression d aspirations s'abaisse jusqu'à a une certaine valeur déterminé, et le remet

en route lorsque la pression s'est élevée jusqu'a une valeur légèrement supérieur, 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 éviter en cas de réduction ou d'interruptions 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.

Afin d'éviter un influe de liquide au compresseur lorsque l'installation se remet en route. On distingue plusieurs types de pressostat :

- Pressostat basse pression.
- Pressostat haute pression.
- Pressostat combiné (HP, BP).
- Pressostat différentiel.

Ces automatismes se divisent en trois catégories:

- Commande.
- Sécurité.
- Contrôle.

Ils sont destinés à ouvrir puis fermer un circuit électrique à des valeurs de pressions déterminées par le réglage.



Figure (VI.3) : Pressostats (BP, HP, combiné, différentiel)

VI.4.1. Le pressostat bas pression :

VI.4.1.1. En tant qu'organe de commande :

Ils doivent assurer la marche automatique de l'installation en fonction de la pression d'évaporation du fluide frigorigène et réglé ainsi indirectement la température de l'enceinte refroidie.

VI.4.1.2. En tant qu'organe de sécurité :

Ils doivent mettre à l'arrêt le compresseur en cas de baisse anormale de la pression d'aspiration et le mettre en service lorsque les conditions normales de marche sont rétablies.

VI.5. Pressostat haute pression :

VI.5.1. En tant qu'organe de régulation :

Ils assurent la régulation de la pression de condensation par mise en marche ou arrêt des ventilateurs des condenseurs à air.

VI.6. Pressostat combiné :

La machine étant en régime permanent, le pressostat pourra régler le fonctionnement automatique de l'installation en assurant arrêt et remise en service du compresseur.

L'équipage mobile est alors actionné par l'ensemble soufflet basse pression et ressort correspondant; si la pression de refoulement devient anormalement haute, c'est alors le soufflet haute pression qui actionnera l'équipage mobile pour mettre à l'arrêt le compresseur et le remettre en service lorsque la valeur de refoulement sera redescendue à une valeur normale.

Dans l'un ou l'autre cas, l'action de l'équipage mobile se produit sur le contact à rupture brusque commun aux deux commandes possibles.

VI.7. Pressostat différentiel :

Il est utilisé lorsque le graissage du compresseur se fait par une pompe à huile.

Le pressostat différentiel a pour rôle d'arrêter le fonctionnement du compresseur si la lubrification de celui-ci n'est pas assurée avec une pression différentielle au moins égale à celle de la machine.

VI.8. Le 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.



Figure (VI.4) : thermostats

VI.8.1. 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 surdimensionné le volume du réservoir liquide.

VI.8.2. 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.9. L'hygrostat :

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

VI.10. Le 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.11. L'électricité :

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

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 protégé 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.

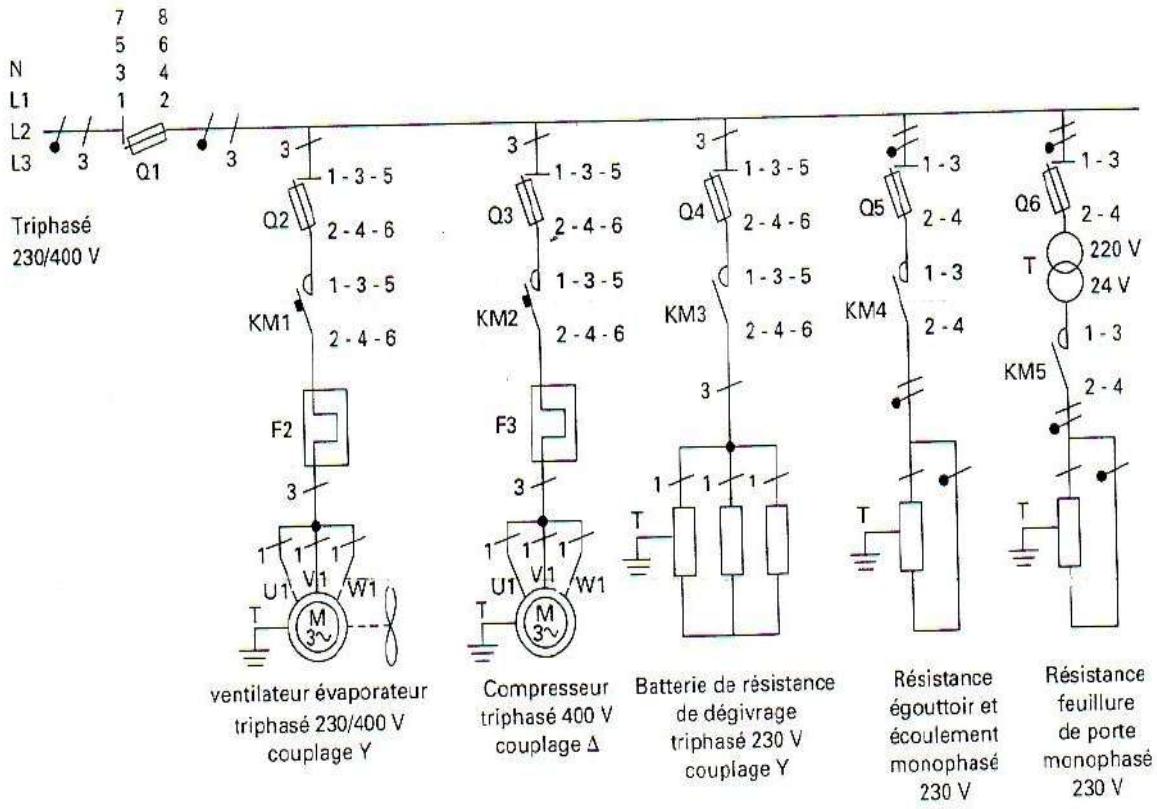
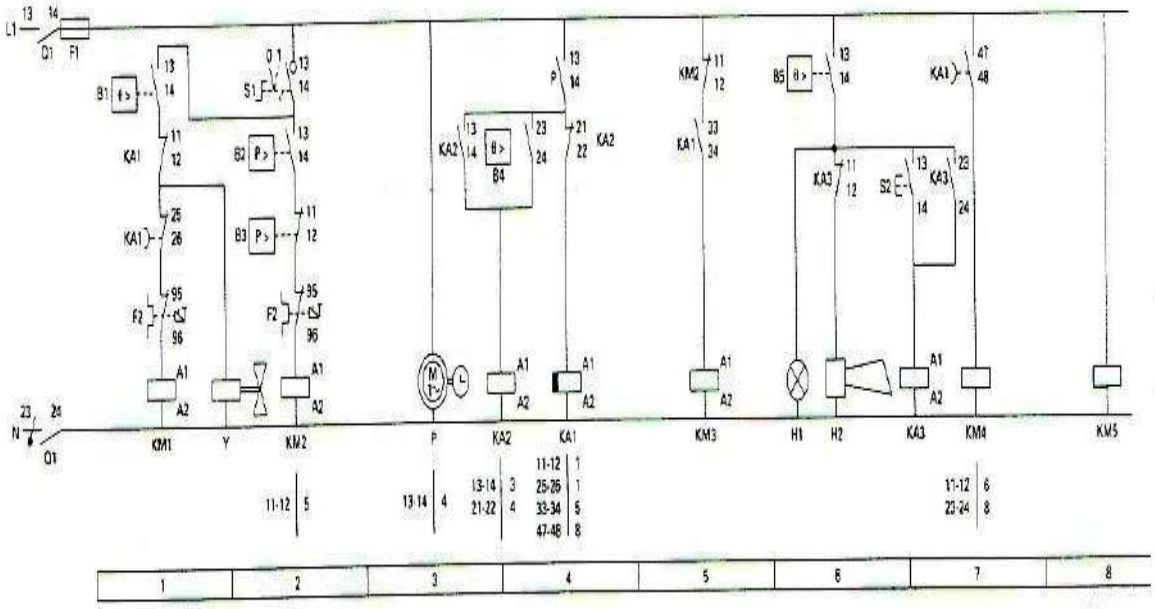


Figure (VI.5) : Circuit de puissance d'une chambre négative



KM1 discontacteur ventilateur évaporateur
KM2 discontacteur compresseur
KM3 contacteur résistances de dégivrage
KM4 contacteur résistances d'égouttoir et d'écoulement
KM5 contacteur résistances feuillure de porte

Y électrovanne liquide
KA1 relais de dégivrage
KA2 relais
KA3 relais d'alarme

Le thermostat d'élément B4 (placé dans l'évaporateur) limite le temps de dégivrage

Figure (VI.6) : Circuit de commande des chambres négatives

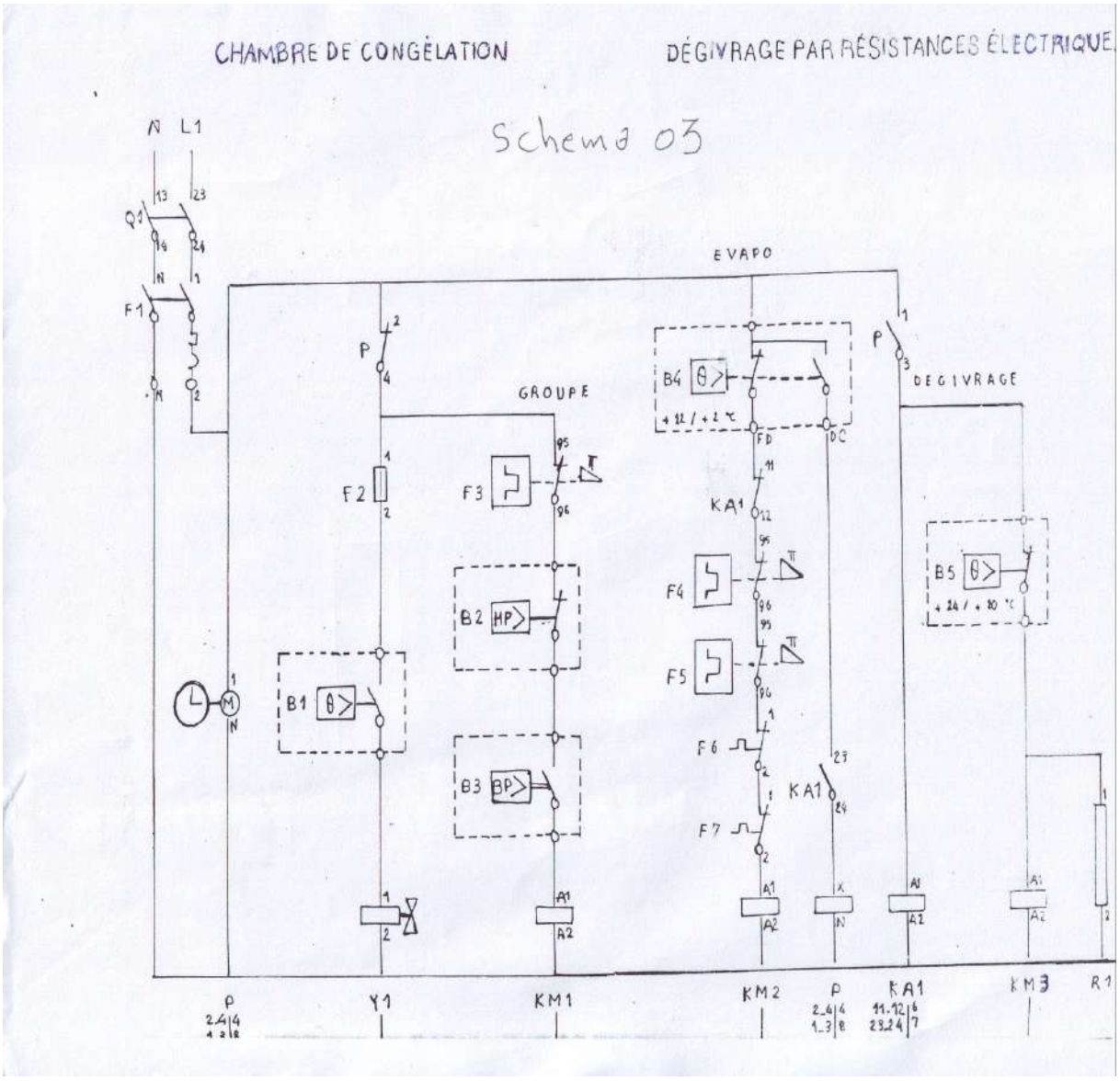


Figure (VI.7) : Principe de dégivrage par résistances électriques

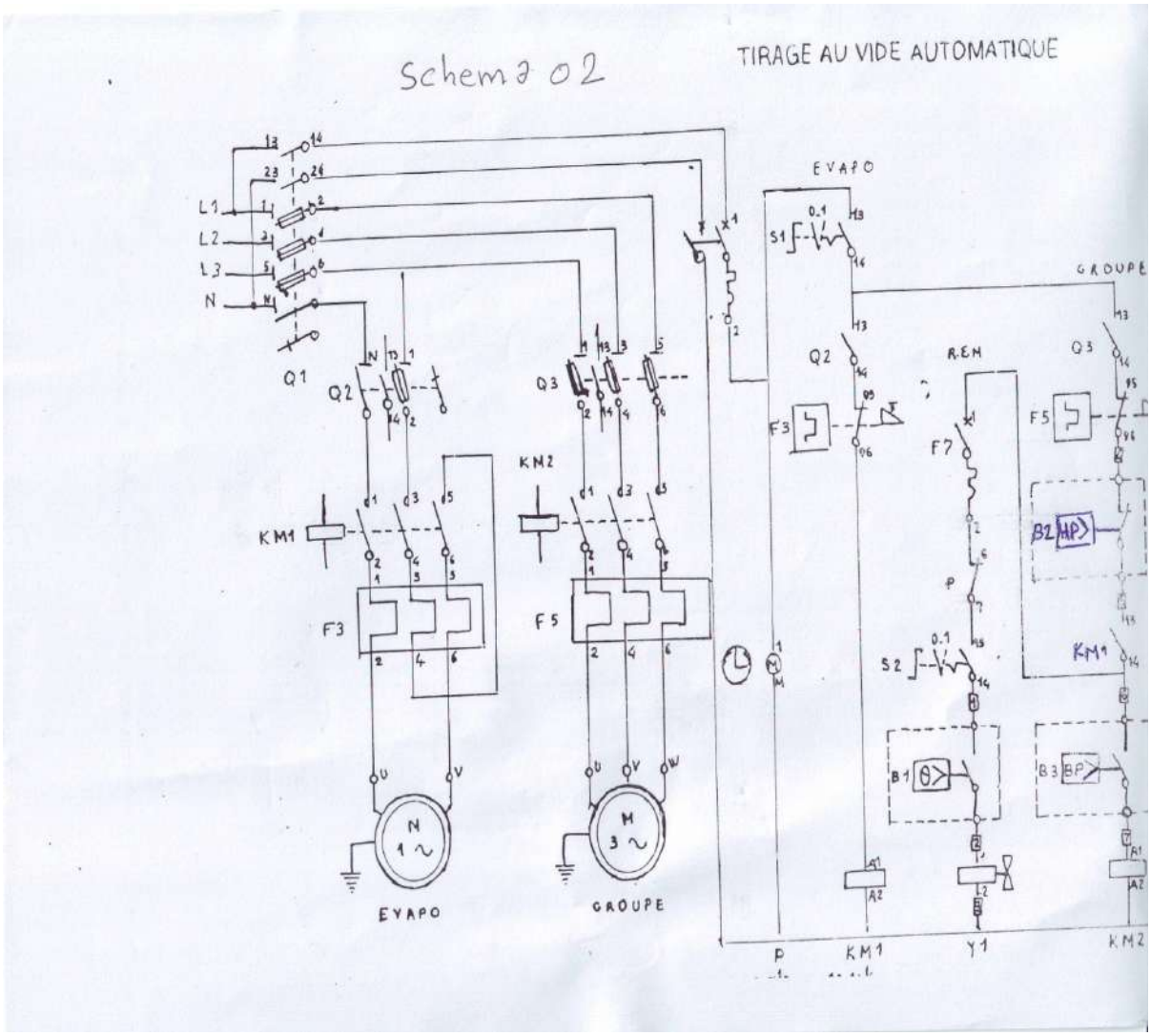


Figure (VI.8) : Principe de régulation par tirage au vide

Remarque :

Pour le condenseur le circuit de puissance est le même que l'évaporateur sauf qu'il est relié à un variateur de fréquence juste après le disjoncteur est avec les raccordements électrique directe du moteur.

Conclusion Générale

Conclusion générale :

Notre travail nous a permis d'approfondir nos connaissances dans le domaine du froid industriel à travers l'étude et le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique polyvalent ainsi que des notions sur le transfert de chaleur, la mécanique des fluides, l'installation technique et électrique et la mise en mouvement des machines.

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. Ainsi, une bonne régulation reste le moyen le plus efficace pour le bon fonctionnement d'un entrepôt frigorifique.

En fin il est recommandé de prévoir un humidificateur relier à un automate pour la régulation de l'hygrométrie afin d'assurer une humidité de stockage adéquate.

Bibliographique

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

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

[3] Manuel de l'entreposage frigorifique dans les pays chauds en développement (I.I.F 1990).

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

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

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

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

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

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

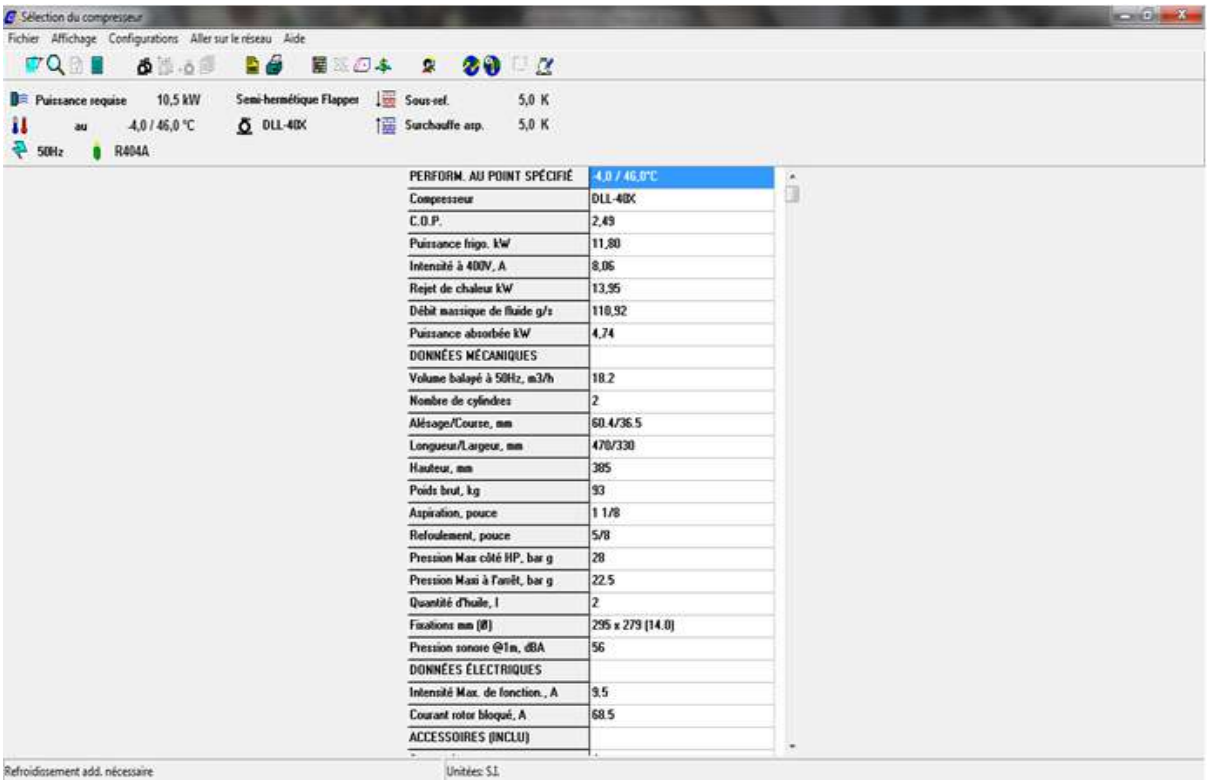
[10] Jean Desmons « Aide-mémoire, Froid industriel, 2éme édition», Paris, 2006, 2010.

[11] http : //chritian.lucas.free.fr .

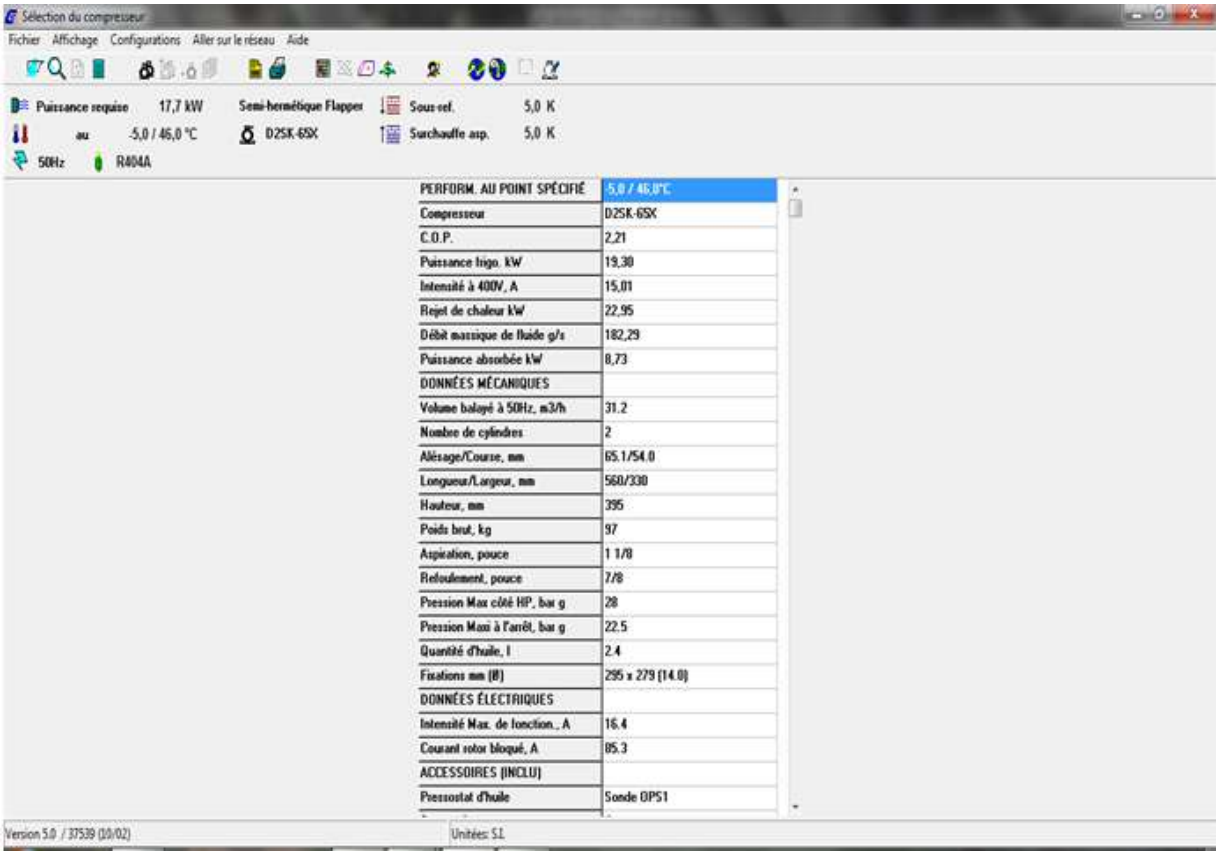
Annexes

Tableaux de sélection : Compresseurs

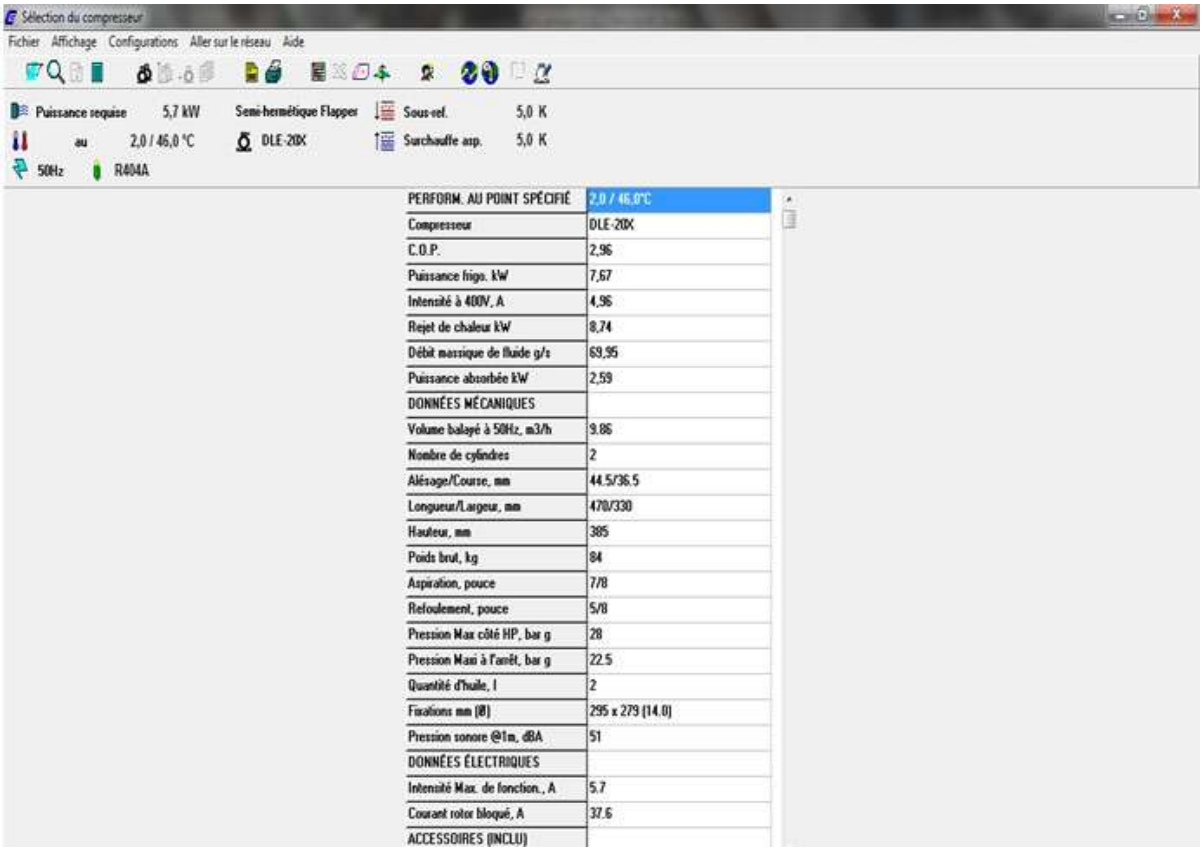
Chambre :01 :



Chambre 02 :

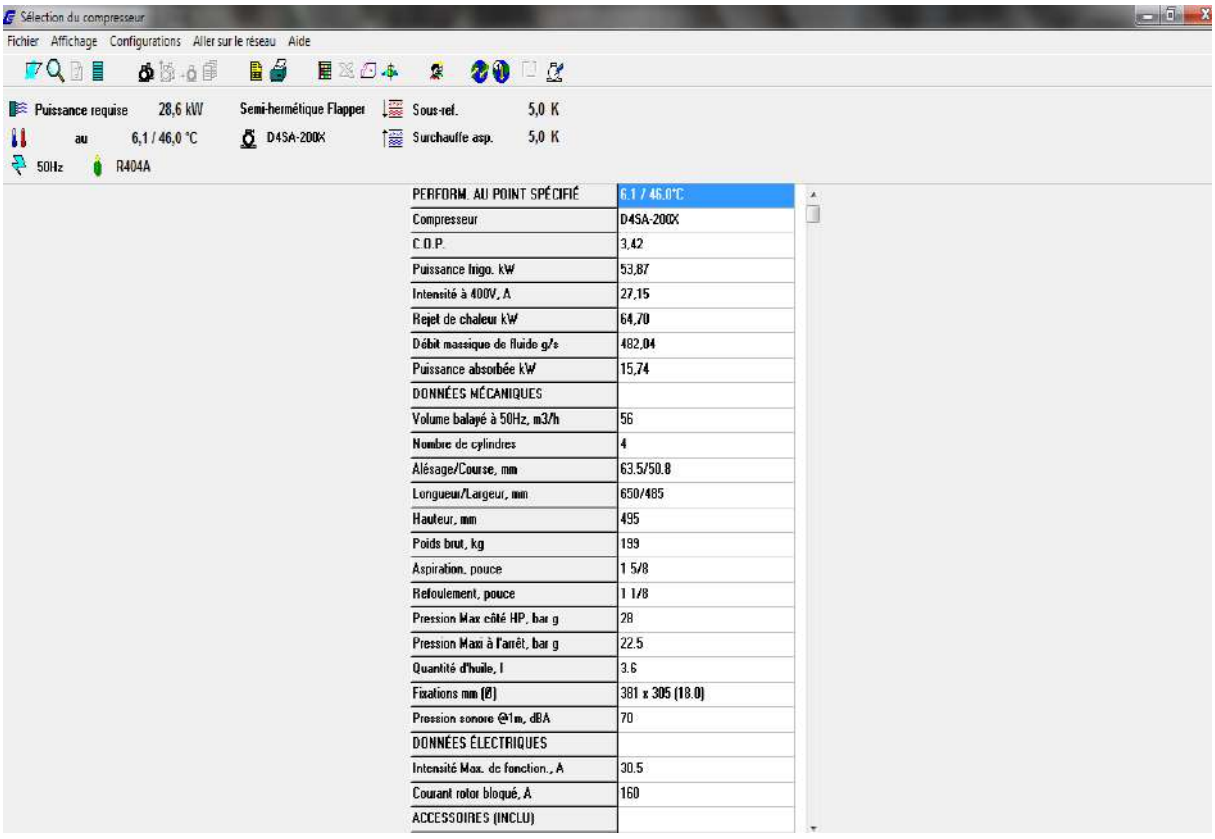


Chambre 03 :



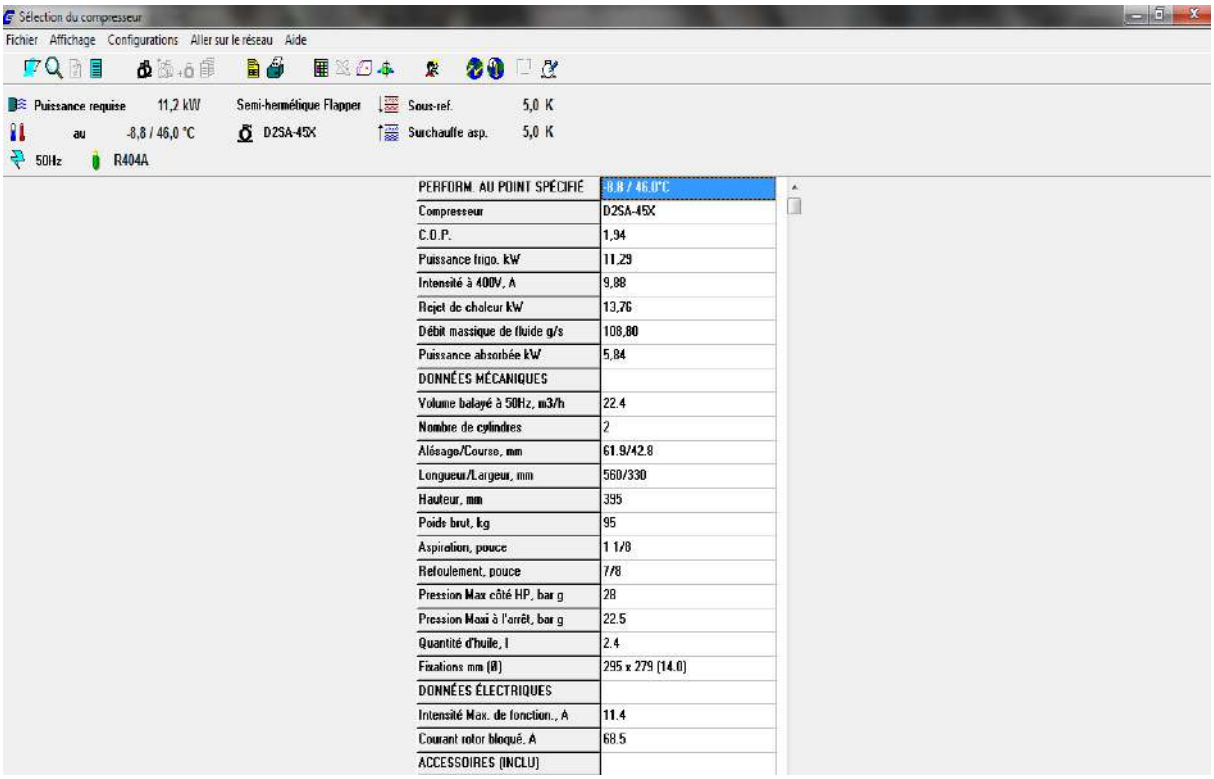
PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	2,0 / 46,0°C
Compresseur	DLE-20X
C.O.P.	2,96
Puissance frigo. kW	7,67
Intensité à 400V, A	4,96
Rejet de chaleur kW	8,74
Débit massique de fluide g/s	69,95
Puissance absorbée kW	2,59
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	9.86
Nombre de cylindres	2
Alésage/Course, mm	44.5/36.5
Longueur/Largeur, mm	470/330
Hauteur, mm	385
Poids brut, kg	84
Aspiration, pouce	7/8
Refoulement, pouce	5/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	2
Fixations mm (Ø)	295 x 279 (14.0)
Pression sonore @1m, dBA	51
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	5.7
Courant rotor bloqué, A	37.6
ACCESSOIRES (INCLU)	

Chambre 04 :



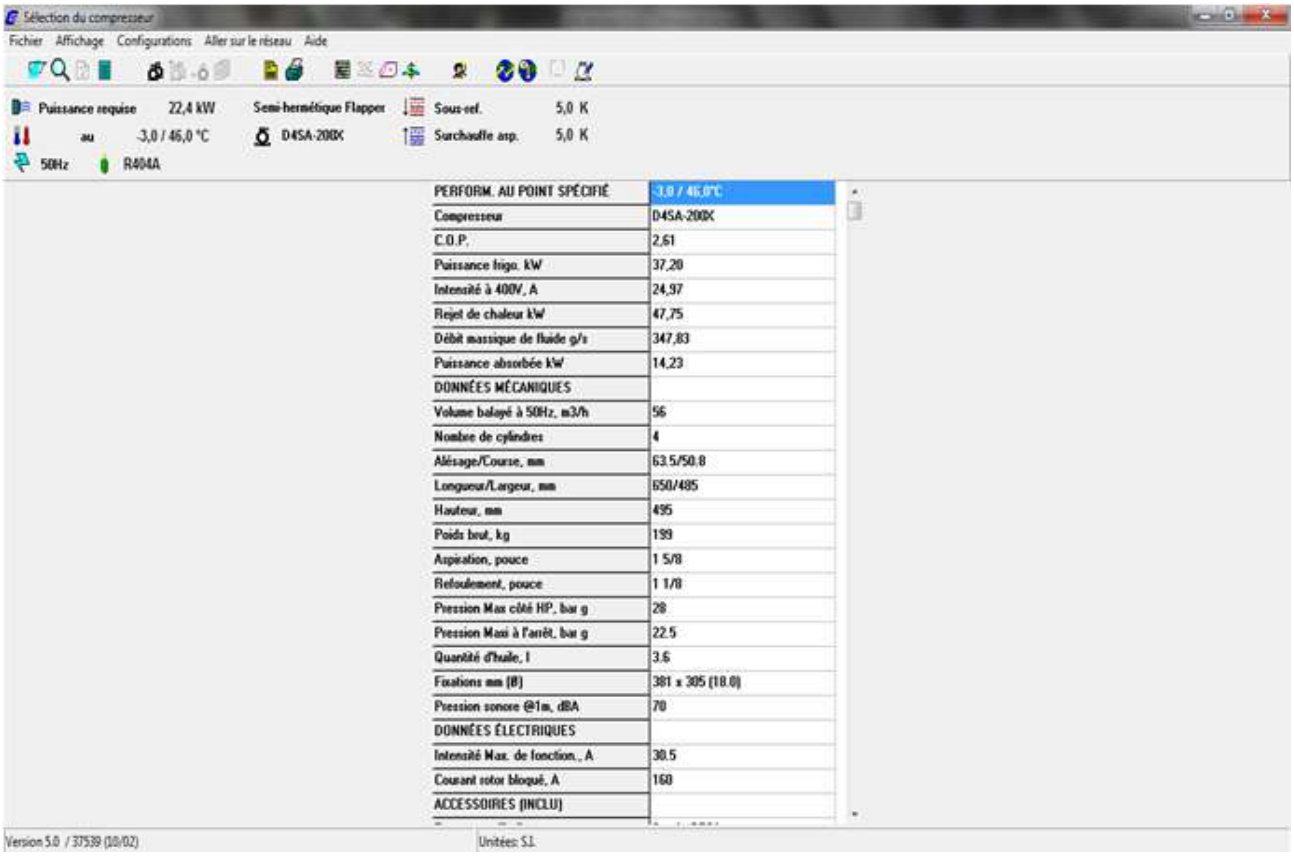
PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	6,1 / 46,0°C
Compresseur	D4SA-200X
C.O.P.	3,42
Puissance frigo. kW	53,87
Intensité à 400V, A	27,15
Rejet de chaleur kW	64,70
Débit massique de fluide g/s	482,04
Puissance absorbée kW	15,74
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	56
Nombre de cylindres	4
Alésage/Course, mm	63.5/50.8
Longueur/Largeur, mm	650/485
Hauteur, mm	495
Poids brut, kg	199
Aspiration, pouce	1 5/8
Refoulement, pouce	1 1/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	3.6
Fixations mm (Ø)	381 x 305 (18.0)
Pression sonore @1m, dBA	70
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	30.5
Courant rotor bloqué, A	160
ACCESSOIRES (INCLU)	

Chambre 05 :



PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	-8,8 / 46,0°C
Compresseur	D2SA-45X
C.O.P.	1,94
Puissance frigo. kW	11,29
Intensité à 400V, A	9,88
Rejet de chaleur kW	13,76
Débit massique de fluide g/s	108,80
Puissance absorbée kW	5,84
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	22.4
Nombre de cylindres	2
Alésage/Course, mm	61.9/42.8
Longueur/Largeur, mm	560/330
Hauteur, mm	395
Poids brut, kg	95
Aspiration, pouce	1 1/8
Refoulement, pouce	7/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	2.4
Fixations mm (Ø)	295 x 279 (14.0)
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	11.4
Courant rotor bloqué, A	68.5
ACCESSOIRES (INCLU)	

La SAS :



PERFORM. AU POINT SPÉCIFIÉ	-3,0 / 46,0°C
Compresseur	D4SA-200X
C.O.P.	2,61
Puissance frigo. kW	37,20
Intensité à 400V, A	24,97
Rejet de chaleur kW	47,75
Débit massique de fluide g/s	347,83
Puissance absorbée kW	14,23
DONNÉES MÉCANIQUES	
Volume balayé à 50Hz, m3/h	56
Nombre de cylindres	4
Alésage/Course, mm	63.5/50.8
Longueur/Largeur, mm	650/485
Hauteur, mm	495
Poids brut, kg	199
Aspiration, pouce	1 5/8
Refoulement, pouce	1 1/8
Pression Max côté HP, bar g	28
Pression Maxi à l'arrêt, bar g	22.5
Quantité d'huile, l	3.6
Fixations mm (Ø)	381 x 305 (18.0)
Pression sonore @1m, dBA	70
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité Max. de fonction., A	30.5
Courant rotor bloqué, A	160
ACCESSOIRES (INCLU)	

Tableaux de sélection : Condenseurs

WA .. 04P/06P (1500/1000 tr/min - 1500/1000 r.p.m. - 1500/1000 U/min)

Modèles / Models / Modelle	WA ..			15	19	22	30	39	44	48	58	67	54	59	81	95
Puissance / Capacity / Leistung	P_1 DT1 = 15K R404A	kW	04P (Δ)	12,66	16,53	18,76	25,32	33,05	37,51	37,98	49,58	56,27	56,56	62,57	85,27	98,76
			06P (Y)	11,56	14,66	16,09	23,11	29,32	32,18	34,67	43,98	48,27	47,07	51,43	70,65	79,13
Surface / Surface / Oberfläche		m^2		17,50	26,25	35,00	35,00	52,50	70,00	52,50	78,75	105,00	71,60	95,40	107,40	143,10
Vol. tubes circuits / Circuit vol. / Rohrinhalt		dm^3		3,3	4,9	6,4	6,0	9,2	12,1	9,0	13,3	17,5	11,1	14,7	17,3	22,7
Ventilateur * / Fan / Ventilator	Débit air / Air flow / Luftmenge	m^3/h	04P (Δ)	5974	5634	5315	11948	11268	10630	17922	16902	15945	23200	21300	34800	31950
			06P (Y)	5036	4654	4275	10072	9308	8550	15108	13962	12825	16600	15100	24900	22650
			Nbr / No / Anz.	1 x Ø 500	1 x Ø 500	1 x Ø 500	2 x Ø 500	2 x Ø 500	2 x Ø 500	3 x Ø 500	3 x Ø 500	3 x Ø 500	2 x Ø 630	2 x Ø 630	3 x Ø 630	3 x Ø 630
Acoustique / Acoustic / Geräuschpegel	Lw	dB(A)	04P (Δ)	83	83	83	86	86	86	88	88	88	93	93	95	95
			06P (Y)	78	78	78	81	81	81	83	83	83	85	85	87	87
	Lp (1)	dB(A)	04P (Δ)	55	55	55	58	58	58	60	60	60	65	65	67	67
			06P (Y)	50	50	50	53	53	53	55	55	55	57	57	59	59
Poids net / Net weight / Nettogewicht		kg		36	40	44	63	72	80	92	104	116	93	103	137	152
Circuits / Circuits / Kreisläufe		Nbr / No / Anz.					4	6	8	8	8	8	8	8	12	16

WA .. 06P/08P (1000/750 tr/min - 1000/750 r.p.m. - 1000/750 U/min)

Modèles / Models / Modelle	WA ..			41	42	57	65	2 x 41	2 x 42	2 x 57	2 x 65
Puissance / Capacity / Leistung	P_1 DT1 = 15K R404A	kW	06P (Δ)	42,62	45,93	63,93	68,90	85,24	91,86	127,86	137,80
			08P (Y)	35,09	37,32	52,64	55,99	70,18	74,64	105,28	111,98
Surface / Surface / Oberfläche		m^2		71,60	95,40	107,40	143,10	143,20	190,80	214,80	286,20
Vol. tubes circuits / Circuit vol. / Rohrinhalt		dm^3		11,1	14,7	17,3	22,7	22,2	29,4	34,6	45,4
Ventilateur * / Fan / Ventilator	Débit air / Air flow / Luftmenge	m^3/h	06P (Δ)	14190	12686	21285	19029	28380	25372	42570	38058
			08P (Y)	10460	9408	15690	14112	20920	18816	31380	28224
			Nbr / No / Anz.	2 x Ø 630	2 x Ø 630	3 x Ø 630	3 x Ø 630	2 x 2 Ø 630	2 x 2 Ø 630	2 x 3 Ø 630	2 x 3 Ø 630
Acoustique / Acoustic / Geräuschpegel	Lw	dB(A)	06P (Δ)	83	83	85	85	86	86	88	88
			08P (Y)	76	76	78	78	79	79	81	81
	Lp (1)	dB(A)	06P (Δ)	55	55	57	57	58	58	60	60
			08P (Y)	48	48	50	50	51	51	53	53
Poids net / Net weight / Nettogewicht		kg		89	99	131	146	178	198	262	292
Circuits / Circuits / Kreisläufe		Nbr / No / Anz.		8	8	12	16	2 x 8	2 x 8	2 x 12	2 x 16

DIMENSIONS — DIMENSIONAL DATA — ABMESSUNGEN

WA .. Ø 500 mm

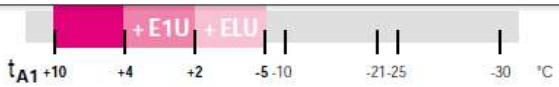
Modèles / Models / Modelle WA ..		04/06P	15	19	22	30	39	44	48	58	67
		08/12P	10	13	14	21	26	27	32	37	40
Ventilateur / Fan / Ventilator Ø 500 mm	Nb / No / Anz.		1	1	1	2	2	2	3	3	3
A	mm		730	730	730	1390	1390	1390	2050	2050	2050
B	mm		240	520	340	340	495	390	390	470	390
C	mm		150	150	150	150	155	155	155	155	155
D	mm		20	25	25	25	30	30	30	30	30
E	mm		55	40	55	55	45	55	55	45	55
F	mm		73	53	34	73	53	34	73	53	34
G	mm		78	81	81	81	88	88	92	88	88
X	mm		680	680	680	1340	1340	1340	2000	2000	2000
Entrée / Inlet / Eintritt	ODF *		1/2"	5/8"	5/8"	3/4"	7/8"	7/8"	7/8"	1 1/8"	1 1/8"
Sortie / Outlet / Austritt	ODF *		1/2"	5/8"	5/8"	5/8"	7/8"	7/8"	7/8"	7/8"	7/8"

Tableaux de sélection : Evaporateurs



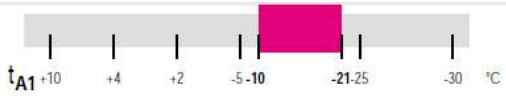
NI ... R - 4,23 mm

Modèles / Models / Modelle NI ... R				1602	1702	2443	2853	4012	4812	6193	7443	8144	9754	10525	12615
R 404A DT1 = 8K SC 2 (1)	Puissance nominale / Nominal capacity / Nennleistung	Q_{Om}	kW	14,75	17,14	22,47	26,24	36,93	44,25	56,95	68,47	74,91	89,72	96,80	116,08
	Puissance standard / Standard capacity / Standardleistung	Q_{St}	kW	12,83	14,90	19,54	22,82	32,11	38,48	49,52	59,54	65,14	78,02	84,17	100,94
Surface / Surface / Oberfläche			m^2	116,5	155,9	175,2	233,8	277,6	371,2	416,4	556,5	555,7	741,8	695,8	927,8
Vol. tubes circuits / Circuit vol. / Rohrinhalt			dm^3	22,9	30,2	33,6	44,5	54,3	71,6	79,4	105,1	105,7	139,7	127,8	170,4
Ventilateur * / Fan * / Ventilator *	Débit air / Air flow / Luftmenge		m^3/h	10200	9400	15300	14100	26400	25200	39600	37800	52800	50400	66000	63000
	Proj. d'air / Air throw (2) / Wurfweite		m	19	17	22	20	34	33	40	38	45	43	50	47
tr/min 1500 r.p.m. U/min	Nbr x Ø mm / No x Ø mm / Anz. x Ø mm			2x450	2x450	3x450	3x450	2x630	2x630	3x630	3x630	4x630	4x630	5x630	5x630
Dégivrage élect. / Electric defrost / Elektr. Abtauung E1U (3)	Nb - No - Anz.		Ω	4+2	4+2	4+2	4+2	4+2	7+2	4+2	7+2	4+2	7+2	4+2	7+2
	400V/3	Total	W	7800	7800	11400	11400	13500	20250	20100	30150	26400	39600	33600	50400
			A	11,3	11,3	16,5	16,5	19,5	29,2	29,0	43,5	38,1	57,2	48,5	72,7



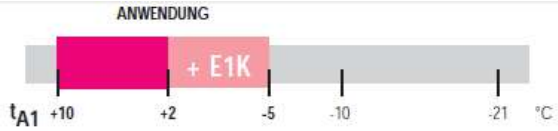
NI ... L - 7 mm

Modèles / Models / Modelle		NI ... L	1602	1702	2443	2853	4012	4812	6193	7443	8144	9754	10525	12615
R 404A DT1 = 8K SC 2 (1)	Puissance nominale / Nominal capacity / Nennleistung	Q_{0m} kW	**13,46**	**16,03**	**20,49**	**24,46**	**33,07**	**40,28**	**51,09**	**62,46**	**67,08**	**81,67**	**86,94**	**105,92**
	Puissance standard / Standard capacity / Standardleistung	Q_{st} kW	11,70	13,94	17,82	21,27	28,76	35,03	44,43	54,31	58,33	71,02	75,60	92,10
Surface / Surface / Oberfläche		m^2	73,0	96,9	109,5	145,9	173,8	231,7	260,7	347,5	347,6	463,3	434,5	579,1
Vol. tubes circuits / Circuit vol. / Rohrinhalt		dm^3	22,9	30,2	33,6	44,5	54,3	71,6	79,4	105,1	105,7	139,7	127,8	170,4
Ventilateur * / Fan * / Ventilator * 1500 tr/min r.p.m. U/min	Débit air / Air flow / Luftmenge	m^3/h	10800	10000	16200	15000	27200	26000	40800	39000	54400	52000	68000	65000
	Proj. d'air / Air throw (2) / Wurfweite	m	20	18	23	21	35	34	41	39	46	44	51	49
	Nbr x Ø mm / No x Ø mm / Anz. x Ø mm		2x450	2x450	3x450	3x450	2x630	2x630	3x630	3x630	4x630	4x630	5x630	5x630
Dégivrage élect. / Electric defrost / Elektr. Abtauung E1U (3)	Nb - No - Anz.	Ω	4+2	4+2	4+2	4+2	4+2	7+2	4+2	7+2	4+2	7+2	4+2	7+2
	400V/3 Total	W	7800	7800	11400	11400	13500	20250	20100	30150	26400	39600	33600	50400
		A	11.3	11,3	16,5	16,5	19,5	29,2	29,0	43,5	38,1	57,2	48,5	72,7



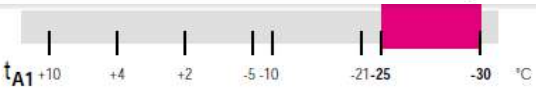
NI ... C - 7 mm

Modèles / Models / Modelle		NI ... C	1602	1702	2443	2853	4012	4812	6193	7443	8144	9754	10525	12615
R 404A DT1 = 7K SC 3 (1)	Puissance nominale / Nominal capacity / Nennleistung	Q_{0m} kW	**9,79**	**11,77**	**14,96**	**18,09**	**24,12**	**29,70**	**37,11**	**45,87**	**49,13**	**60,49**	**62,82**	**77,56**
	Puissance standard / Standard capacity / Standardleistung	Q_{st} kW	9,32	11,21	14,25	17,23	22,97	28,29	35,34	43,69	46,79	57,61	59,83	73,87
R 404A DT1 = 6K SC 4 (1)	Puissance nominale / Nominal capacity / Nennleistung	Q_{0m} kW	**7,21**	**8,80**	**11,07**	**13,49**	**17,78**	**22,03**	**27,51**	**34,23**	**36,35**	**45,05**	**46,66**	**58,03**
	Puissance standard / Standard capacity / Standardleistung	Q_{st} kW	7,21	8,80	11,07	13,49	17,78	22,03	27,51	34,23	36,35	45,05	46,66	58,03
Surface / Surface / Oberfläche		m^2	73,0	96,9	109,5	145,9	173,8	231,7	260,7	347,5	347,6	463,3	434,5	579,1
Vol. tubes circuits / Circuit vol. / Rohrinhalt		dm^3	22,9	30,2	33,6	44,5	54,3	71,6	79,4	105,1	105,7	139,7	127,8	170,4
Ventilateur * / Fan * / Ventilator * tr/min	Débit air / Air flow / Luftmenge	m^3/h	10800	10000	16200	15000	27200	26000	40800	39000	54400	52000	68000	65000
	Proj. d'air / Air throw (2) / Wurfweite	m	20	18	23	21	35	34	41	39	46	44	51	49



SKB .. R 4,23 mm

Modèles Models Modelle	SKB .. R			06	10	12	16	19	24
R 404A DT1 = 8 K SC 2 (1)	Puissance nominale Nominal capacity Nennleistung	Q_{0m}	kW	**7,62**	**13,17**	**15,77**	**19,87**	**23,51**	**30,48**
	Puissance standard Standard capacity Standardleistung	Q_{st}	kW	6,63	11,45	13,71	17,28	20,44	26,50
Surface Surface Oberfläche			m^2	28,5	38	57	57	86	105
Vol. tubes circuits Circuit vol. Rohrinhalt			dm^3	4,85	6,57	9,69	9,58	14,36	17,48
Débit air Air flow Luftmenge			m^3/h	3800	8200	7600	12300	11400	14800
Ventilateur Fan Ventilator	Proj. d'air Air throw Wurfweite		m	16	18	18	20	20	22
400 V/3/50 Hz	Ø 450 mm		Nb No Anz.	1	2	2	3	3	4
tr/min 1500 r.p.m. U/min	400V/3/50Hz		W max A max (2)	1 x 450 1 x 1,2	2 x 450 2 x 1,2	2 x 450 2 x 1,2	3 x 450 3 x 1,2	3 x 450 3 x 1,2	4 x 450 4 x 1,2



NI ... S - 10 mm

Modèles Models Modelle	NI ... S			1602	1702	2443	2853	4012	4812	6193	7443	8144	9754	10525	12615
R 404A DT1 = 7K SC 3 (1)	Puissance nominale Nominal capacity Nennleistung	Q_{0m}	kW	**9,39**	**11,48**	**14,26**	**17,44**	**22,76**	**28,30**	**35,11**	**43,73**	**46,39**	**57,56**	**59,44**	**74,00**
	Puissance standard Standard capacity Standardleistung	Q_{st}	kW	8,94	10,93	13,58	16,61	21,68	26,95	33,44	41,65	44,18	54,82	56,61	70,48
R 404A DT1 = 6K SC 4 (1)	Puissance nominale Nominal capacity Nennleistung	Q_{0m}	kW	**6,92**	**8,28**	**10,56**	**12,03**	**16,82**	**21,02**	**26,08**	**32,68**	**34,42**	**42,91**	**44,26**	**55,47**
	Puissance standard Standard capacity Standardleistung	Q_{st}	kW	6,92	8,28	10,56	12,03	16,82	21,02	26,08	32,68	34,42	42,91	44,26	55,47
Surface Surface Oberfläche			m^2	52,6	70,2	79,3	105,7	125,8	167,7	188,7	251,6	251,6	335,4	314,4	420,0
Vol. tubes circuits Circuit vol. Rohrinhalt			dm^3	22,9	30,2	33,6	44,5	54,3	71,6	79,4	105,1	105,7	139,7	127,8	170,4
Ventilateur * Fan * Ventilator *	Débit air Air flow Luftmenge		m^3/h	11400	10600	17100	15900	28000	26800	42000	40200	56000	53600	70000	67000
tr/min	Proj. d'air Air throw Wurfweite	(2)	m	21	19	24	23	36	35	42	41	48	46	53	50

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

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

Tableau de sélection des embases et train thermostatique

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