REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie climatique

Spécialité : Génie climatique

Etude et dimensionnement d'un entrepôt frigorifique polyvalent

---

Présenté par

GOUASMI Riadh

Proposé et Dirigé par

Pr. TRIKI Zakaria

Dr. SELLOUM Ahmed

Promotion Juin 2025

REMERCIMENTS

*Tout d'abord, je tiens à exprimer ma plus profonde gratitude à **ALLAH**, mon créateur, de m'avoir donné la force d'accomplir ce travail et de m'avoir guidé vers le bon chemin de la lumière et de la connaissance.*

J'exprime ma sincère gratitude à tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce projet. Leur soutien, leurs encouragements et leurs conseils ont été inestimables tout au long de ce parcours.

*Je tiens à exprimer ma plus profonde gratitude à mon encadreur, Le professeur **Triki Zakaria**, dont l'expertise, la perspicacité et le soutien indéfectible ont joué un rôle déterminant dans l'élaboration de ce projet.*

*Je remercie également mon co-encadreur, le docteur **Selloum Ahmed**, pour son soutien sans faille qui m'a permis de mener ce travail avec dévouement et concentration.*

Je tiens à remercier le président et les membres du jury d'avoir accepté de juger mon travail et d'avoir pris le temps de l'examiner attentivement, malgré leurs multiples occupations.

Dédicaces

Je tiens à dédier ce mémoire :

A ma famille et mes amis pour leur amour, leurs encouragements et leur compréhension sans faille tout au long de ce parcours. Votre confiance en moi a été une source de force, et je vous suis profondément reconnaissant pour votre soutien indéfectible.

Résumé :

La réfrigération est une méthode très répandue pour conserver la fraîcheur des aliments pendant de longues périodes, allant de quelques jours à quelques semaines. La demande d'entrepôts frigorifiques, publics ou privés, est en augmentation. En effet, les producteurs et les détaillants de denrées alimentaires externalisent de plus en plus leurs opérations logistiques. Par ailleurs, la consommation de denrées alimentaires réfrigérées ou congelées a augmenté. C'est pourquoi nous avons présenté une étude approfondie ainsi que le dimensionnement d'un entrepôt réfrigéré destiné au stockage de produits périssables. Un bilan frigorifique a été réalisé pour déterminer l'énergie nécessaire à chaque pièce de l'entrepôt. Ceci était nécessaire pour optimiser les performances des machines installées et éviter tout gaspillage énergétique. Ensuite, des calculs thermodynamiques ont été effectués pour sélectionner le type de machine frigorifique adapté. Une autre sélection a ensuite été effectuée pour déterminer le type et la nature du refroidisseur, sur la base de considérations thermodynamiques, économiques et environnementales. Enfin, ce travail a consacré une section aux principes opérationnels des systèmes de régulation et sécurité des machines frigorifiques, ainsi qu'aux défaillances de la réfrigération et aux techniques de maintenance dans l'industrie du froid.

Mots-clés : réfrigération, entreposage frigorifique, conservation, congélation, bilan frigorifique, dimensionnement.

Abstract :

Refrigeration is a widespread method of keeping food fresh for extended periods, ranging from a few days to a few weeks. Demand for cold storage, whether public or private, is increasing. This is because food producers and retailers are increasingly outsourcing their logistics operations. Additionally, consumption of chilled and frozen foodstuffs has increased. For this reason, we have presented an in-depth study and sizing of a refrigerated warehouse for storing perishable products. A refrigeration balance was conducted to determine the energy required for each room in the warehouse. This was necessary in order to optimize the performance of the installed machinery and avoid overspending or underspending on our systems. Then, thermodynamic calculations were performed to select the type of refrigeration machine. This was followed by a further selection to determine the type and nature of the chiller, based on thermodynamic, economic and environmental considerations. Lastly, this work dedicated a section to the operational principles of refrigerant machine regulation and security systems, as well as refrigeration failures and maintenance techniques within the refrigeration industry.

Keywords: Refrigeration, cold storage, preservation, freezing, cooling load calculation, sizing.

ملخص :

يعد التبريد وسيلة واسعة الانتشار لحفظ الطعام طازجًا لفترات طويلة، من بضعة أيام إلى بضعة أسابيع .ويتزايد الطلب على مخازن التبريد العامة والخاصة .ويتزايد منتجو الأغذية وتجار التجزئة الذين يستعينون بشكل متزايد بمصادر خارجية لعملياتهم اللوجستية .وفي الوقت نفسه، ازداد استهلاك الأغذية المبردة والمجمدة .لهذا السبب قدمنا دراسة متعمقة وتخطيط مستودع مبرد مصمم لتخزين المنتجات سريعة التلف .تم حساب الاحمال الحرارية لتحديد الطاقة المطلوبة لكل غرفة في المستودع .كان هذا ضروريًا لتحسين أداء الآلات التي تم تركيبها وتجنب أي هدر في الطاقة .ثم أُجريت الحسابات الديناميكية الحرارية لاختيار النوع المناسب من آلات التبريد .ثم تم إجراء اختيار ثانٍ لتحديد نوع المبرد وطبيعته، بناءً على الاعتبارات الديناميكية الحرارية والاقتصادية والبيئية .وأخيرًا، خصص هذا العمل قسمًا للمبادئ التشغيلية لأنظمة التحكم في آلات التبريد وأنظمة السلامة، وكذلك لأعطال التبريد وتقنيات الصيانة في مجال التبريد.

الكلمات المفتاحية : التبريد، التخزين البارد، الحفظ، التجميد، الحساب الحراري للتبريد، تحديد الأبعاد.

Table des matières

Remerciements II
Résumé IV
Table des matières VI
Nomenclature X
Liste des tableaux XIII
Liste des figures XV
Introduction générale 1

- ***Chapitre I : Description de l'entrepôt frigorifique***

I.1. Définition d'un entrepôt frigorifique 3
I.2. Type des entrepôts frigorifiques 3
I.3. Description et situation de l'entrepôt frigorifique 4
I.3.1. Données climatiques 5
I.3.1.1. Les paramètres climatiques extérieurs de base 5
I.3.1.2. Conditions intérieures d'entreposage 5
I.3.2. Plan de l'entrepôt frigorifique 6
I.3.3. Caractéristiques des denrées à entreposer 6
I.4. Isolation thermique de l'entrepôt 6
I.4.1. Définition de l'isolant 6
I.4.2. Différents types d'isolants thermiques 7
I.4.3. Rôle et propriétés de l'isolation 7
I.4.4. Choix de l'isolation 7
I.4.5. Caractéristiques du polyuréthane 7
I.5. Choix de différentes parois 8
I.5.1. Composition des différentes couches de parois 8
I.5.2. Composition des différentes couches de portes 9
I.6. Tonnage des denrées à entreposer 10
I.6.1. Procédé utilisé pour la conservation 10
I.6.2. Densité d'entreposage 10

- ***Chapitre II : Calcul du bilan frigorifique***

II.1. Introduction 11
II.2. Transfert de chaleur 11
II.3. Les différents apports de chaleur 12
II.4. Calcul de l'épaisseur de l'isolation 13
II.5. Calcul des apports externes 18
II.5.1. Apports par transmission 18
II.5.2. Apports par renouvellement d'air 22
II.5.3. Apports par ouvertures des portes 23
II.6. Calcul des apports internes 25
II.6.1. Apports par l'introduction des denrées 25

II.6.2. Apports par la respiration 26
II.6.3. Apports par l'activité des travailleurs 27
II.6.4. Apports dues à des machines roulantes 27
II.6.5. Apports dues au système d'éclairage 27
II.6.6. Apports dues au rafraîchissement de l'emballage 28
II.7. Puissances frigorifiques de l'évaporateur 29
II.7.1. Puissance frigorifique prévisionnelle 29
II.7.2. Apports dues aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs 30
II.7.3. Apports dues aux résistances de dégivrage 31
II.7.4. Puissance frigorifique effective de l'évaporateur 31
II.8. Vérification de la température du S A S 31

- ***Chapitre III : Calcul thermodynamique, et choix des systèmes frigorifiques***

III.1. Introduction 33
III.2. Choix des moyens de production du froid 33
III.3. Choix du fluide frigorigène 33
III.3.1. Classification des fluides frigorigènes 33
III.3.2. Critères de choix des fluides frigorigènes 34
III.3.3. Propriétés physico-chimiques du R-404A 35
III.4. Principaux paramètres de fonctionnement du cycle 35
III.4.1. Température de condensation 35
III.4.2. Température d'évaporation 35
III.4.3. Pression de condensation et d'évaporation 35
III.4.4. Taux de compression 36
III.5. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres 37
III.5.1. Machines à compression mécanique mono-étagée 37
III.5.1.1. Fonctionnement d'un cycle frigorifique mono-étagée 37
III.5.2. Machine à compression mécanique bi-étagée 38
III.5.2.1. Cycle bi-étagé à injection totale 39
III.5.2.2. Cycle bi-étagé à injection partielle 40
III.6. Bilans frigorifiques des installations mono-étagées 41
III.6.1. Détermination des caractéristiques principales 41
III.6.2. Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono-étagée 42
III.7. Bilan frigorifique de l'installation bi-étagée 44
III.7.1. Détermination des caractéristiques principales 44
III.7.2. Le tracé du cycle frigorifique de la machine bi-étagée 45

- ***Chapitre IV : Choix et sélectionnement des composants de l'installation***

IV.1. Introduction 48
IV.2. Compresseurs 48
IV.2.1. Les différentes technologies de compresseur suivant sa conception 48
IV.2.1.1. Compresseurs hermétiques 48

IV.2.1.2. Compresseurs ouverts 49
IV.2.1.3. Compresseurs semi-hermétiques ou semi ouverts 49
IV.2.2. Les types de compresseurs suivant le procédé de la compression 49
IV.2.2.1. Les compresseurs volumétriques 49
IV.2.2.1.1. Compresseurs à piston 49
IV.2.2.1.2. Compresseurs à vis 51
IV.2.2.1.3. Compresseurs à spirales (compresseurs scroll) 53
IV.3. Le condenseur 54
IV.3.1. Condenseurs à air 54
IV.3.1.1. Condenseurs à air à convection naturelle 54
IV.3.1.2. Condenseurs à air à convection forcée 55
IV.3.2. Choix des groupes de condensation 56
IV.4. Évaporateur 56
IV.4.1. Évaporateurs à air 56
IV.4.1.1. Évaporateur à circulation naturelle ou évaporateur statique 57
IV.4.1.2. Évaporateur à circulation d'air forcée 57
IV.4.2. Choix des évaporateurs 58
IV.5. Le détendeur 58
IV.5.1. Détendeurs capillaires 58
IV.5.2. Détendeurs thermostatiques 59
IV.5.3. Détendeurs électroniques 59
IV.5.4. Choix de détendeur 60
IV.6. Appareils annexes du circuit 61
IV.6.1. Déshydrateur 61
IV.6.1.1. Déshydratation 62
IV.6.1.2. Les types du déshydrateur 62
IV.6.1.3. Choix du filtre deshydrateur 63
IV.6.2. Le voyant de liquide 64
IV.6.2.1. Choix de voyant de liquide 65
IV.6.3. Le réservoir de liquide 66
IV.6.4. Bouteille d'aspiration 67
IV.6.5. Séparateur d'huile 69
IV.6.5.1. Procédés de séparation 69
IV.6.5.2. Types de séparateurs d'huile 70
IV.7. La tuyauterie de l'installation 71
IV.7.1. Choix de tuyauterie 71

- ***Chapitre V : Régulation et maintenance***

V.I. Introduction 73
V.2. Régulation 73
V.2.1. Types d'action en régulation 74
V.2.1.1. Action "tout ou rien " (TOR) 74

V.2.1.2. Régulation proportionnelle 75
V.2.1.3. Action intégrale (régulation PI) 75
V.2.1.4. Action dérivée (régulation PID) 75
V.2.2. Organes mécaniques de régulation et de sécurité 75
V.2.2.1. Thermostats 75
V.2.2.1.1. Thermostats à bilame 76
V.2.2.1.2. Thermostats à bulbe 76
V.2.2.2. Pressostats 77
V.2.2.2.1. Pressostats basse pression 77
V.2.2.2.2. Pressostats haute pression 78
V.2.2.2.3. Pressostats combinés 79
V.2.2.2.4. Pressostats différentiels 79
V.2.3. Régulation de base 81
V.2.3.1. Thermostatique 81
V.2.3.2. Pressostatique 81
V.2.3.3. Mixte 81
V.2.3.3.1. Mortreux 82
V.2.3.3.2. Inverse conjuguée 82
V.2.3.3.3. Tirage au vide (*pump-down*) 83
V.2.4. Schéma électrique des chambres froides positives 84
V.2.4.1. Régulateur numérique des chambres froides 1,2,3,4 et le SAS 84
V.2.4.2. Schéma de puissance 85
V.2.4.3. Schéma de commande 86
V.2.4.4. Le fonctionnement de l'installation 87
V.2.5. Schéma électrique de la chambre froide négative 87
V.2.5.1. Régulateur numérique de la chambre froide négative 87
V.2.5.2. Schéma de puissance 89
V.2.5.3. Schéma de commande 90
V.2.5.4. Le fonctionnement de l'installation 91
V.3. Maintenance 91
V.4. Pannes frigorifiques 93
V.4.1. Panne du détendeur trop petit 94
V.4.2. Panne du manque de charge 94
V.4.3. Panne de la pré-détente 94
V.4.4. Panne de l'évaporateur trop petit 95
V.4.5. Panne du compresseur trop petit 95
V.4.6. Panne de l'excès de charge 96
V.4.7. Panne des incondensables 96
V.4.8. Panne du condenseur trop petit 96
V.4.9. Synthèse des pannes frigorifiques 97

Conclusion générale 98

Notation	Signification	Unité
T_e	Température extérieure de base	*(°C)*
T_i	Température intérieure de la chambre froide	*(°C)*
$C_{p_{av}}$	Capacité thermique massique avant congélation des denrées	*(J/kg°C)*
$C_{p_{ap}}$	Capacité thermique massique après congélation des denrées	*(J/kg°C)*
L_{eg}	Chaleur latente de congélation de la denrée introduite	*(J/kg)*
A	Surface de la chambre froide	*(m^2)*
V	Volume de la chambre froide	*(m^3)*
H	Hauteur maximale de gerbage	*(m)*
m_c	La masse nette de caisses	*(kg)*
m	Masse de marchandise considérée	(kg)
m_j	Masse de denrée introduite chaque jour	*(kg/j)*
d_e	Densité d'entreposage	*(kg/m^3)*
Q_{tr}	Charge thermique par transmission à travers les parois	*(KW)*
q	Le flux de chaleur	*(W/m^2)*
K	Coefficient de transmission thermique de la paroi considérée	*($W/m^2.°K$)*
h_i	Coefficient d'échange intérieur par convection	*($W/m^2.°K$)*
h_e	Coefficient d'échange extérieur par convection	*($W/m^2.°K$)*
e_i	Épaisseur	*(m)*
λ_i	Conductivité thermique	*(W/m.°C)*
S	Surface de la paroi considérée	*(m^2)*
ΔT	Différence de température	*(°C)*
Q_{re}	Charge thermique par renouvellement d'air	*(KW)*
m_{ae}	Débit massique de l'air extérieur admis	*(kg/s)*
Δh	Différence d'enthalpie	*(KJ/kg)*
V_{ae}	Débit volumique d'air extérieur	*(m^3/j)*
ρ_0	Masse volumique de l'air	*(kg/m^3)*
n	Taux de renouvellement de l'air extérieur	*(j^{-1})*
Q_{op}	Charge thermique par ouverture des portes	*(KW)*
t_{ouv}	Temps d'ouverture des portes	*(mn/h)*
ρ_{aa}	Masse volumique de l'air dans la chambre froide	*(kg/m^3)*
ρ_{ae}	Masse volumique de l'air de l'autre côté de la porte	*(kg/m^3)*
h_{aa}	Enthalpie de l'air dans la chambre froide	*(kJ/kg)*
h_{ae}	Enthalpie de l'air de l'autre côté de la porte	*(kJ/kg)*
l	Largeur de la porte	*(m)*
h	Hauteur de la porte	*(m)*
C_{min}	Coefficient de minoration dû à la présence éventuelle d'un rideau d'air	

Notation	Signification	Unité
d_t	Durée moyenne d'ouverture des portes pour permettre le passage des marchandises	*(mn/t)*
f_j	Flux journalier de marchandises	*(t/j)*
C	Contenance de la chambre froide	*(kg)*
η_0	Coefficient d'occupation au sol des marchandises	*%*
Q_{de}	Charge thermique due aux denrées entrantes	*(KW)*
T_1	Température initiale de la denrée introduite	*(°C)*
T_2	Température de congélation de la denrée introduite	*(°C)*
T_3	Température d'entreposage des denrées	*(°C)*
Q_{resp}	Chaleur due à la respiration des denrées	(KW)
q_{resp}	Chaleur de respiration de la marchandise considérée	(J/kg/jour)
Q_{per}	Charge thermique due aux personnes	*(KW)*
q_{per}	Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité	*(W)*
Q_m	Charge thermique due au matériel roulant	*(KW)*
P	Puissance totale de chaque type de matériel	*(W)*
Q_{ec}	Les apports de chaleur dues à l'éclairage	*(KW)*
P	Puissance de la lampe	*(W)*
S_{pl}	Surface du plancher	*(m^2)*
Q_{em}	Les apports dues au refroidissement de l'emballage	*(KW)*
m_{em}	Le débit d'emballage entrant	*(kg/j)*
$C_{p_{em}}$	Chaleur massique de l'emballage	*(KJ/kg.°K)*
T_{em}	Température de l'emballage	*(°C)*
T_{cf}	Température de la chambre froide	*(°C)*
N_c	Nombre de caisse journalier dans la chambre froide	
Q_{int}	Charge thermique intermédiaire	*(KW)*
$Q_{0_{int}}$	Puissance intermédiaire de l'évaporateur	*(KW)*
t_{inst}	Durée de marche de l'installation frigorifique	*(h/j)*
$Q_{0_{\text{prév}}}$	Puissance prévisionnelle de l'évaporateur	*(KW)*
t_{evap}	Durée de fonctionnement des ventilateurs d'évaporateur	*(h/j)*
$t_{dég}$	Durée journalière de dégivrage	*(h/j)*
Q_{vent}	Charge thermique due aux moteurs des évaporateurs	*(KW)*
P	Puissance du ventilateur considérée	*(W)*
$Q_{dég}$	Charge thermique due aux résistances de dégivrage	*(KW)*
P	Puissance calorifique de chaque résistance d'un type donné	*(W)*
Q_0	Puissance frigorifique effective de l'évaporateur	*(KW)*
T_c	Température de condensation	*(°C)*

Notation	Signification	Unité
T_{ev}	Température d'évaporation	*(°C)*
τ_{comp}	Taux de compression	
p_c	Pression de condensation	*(bar)*
p_{ev}	Pression d'évaporation	*(bar)*
p_i	Pression 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)*
Q_c	Quantité de chaleur dégagée par le condenseur	*(KW)*
COP	Coefficient de performance	

Liste des tableaux

Tableau (I.1) : Description des chambres froides	4
Tableau (I.2) : Conditions climatiques extérieures de base	5
Tableau (I.3) : Conditions intérieures d'entreposage	5
Tableau (I.4) : Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés	6
Tableau (I.5) : Structure des murs extérieurs, plafonds des chambres froides	8
Tableau (I.6) : Structure des murs intérieurs des chambres froides	8
Tableau (I.7) : Structure du plancher des chambres froides positives	9
Tableau (I.8) : Structure du plancher de la chambre froide négative	9
Tableau (I.9) : Structure des portes des chambres froides	9
Tableau (I.10) : Densité d'entreposage	10
Tableau (II.1) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour la chambre 1	14
Tableau (II.2) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour la chambre 2	15
Tableau (II.3) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour la chambre 3	15
Tableau (II.4) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour la chambre 4	16
Tableau (II.5) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour la chambre 5	16
Tableau (II.6) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour le SAS	17
Tableau (II.7) : Charge thermique par transmission pour la chambre 1	18
Tableau (II.8) : Charge thermique par transmission pour la chambre 2	19
Tableau (II.9) : Charge thermique par transmission pour la chambre 3	19
Tableau (II.10) : Charge thermique par transmission pour la chambre 4	20
Tableau (II.11) : Charge thermique par transmission pour la chambre 5	20
Tableau (II.12) : Charge thermique par transmission pour le SAS	21
Tableau (II.13) : Apports par renouvellement d'air Q_{re}	23
Tableau (II.14) : Temps d'ouverture des portes	24
Tableau (II.15) : Charge thermique par ouverture des portes	25
Tableau (II.16) : Charges dues aux produits entrants dans les chambres froides positives	26
Tableau (II.17) : Charge due aux produits entrants dans la chambre froide négative	26
Tableau (II.18) : Apports par la respiration	26
Tableau (II.19) : Charges thermiques dues aux personnes	27
Tableau (II.20) : Charges thermiques dues à l'éclairage	28
Tableau (II.21) : Charges thermiques dues au rafraîchissement de l'emballage	29
Tableau (II.22) : Charges frigorifiques intermédiaires	30
Tableau (II.23) : Puissances frigorifiques prévisionnelles	30
Tableau (II.24) : Puissance frigorifique effective de l'évaporateur	31
Tableau (III.1) : Propriétés de réfrigérant R404A	35
Tableau (III.2) : Paramètres de fonctionnement de l'installation	37
Tableau (III.3) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (chambre 1, 2, 3, 4)	42

Liste des tableaux

Tableau (III.4) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (SAS)	43
Tableau (III.5) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée	44
Tableau (III.6) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (chambre 5)	46
Tableau (III.7) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée (chambre 5)	47
Tableau (IV.1) : Choix des groupes de condensation de chaque chambre	56
Tableau (IV.2) : Choix des évaporateurs de chaque chambre	58
Tableau (IV.3) : Choix des détendeurs de chaque chambre	61
Tableau (IV.4) : Choix des filtres deshydrateurs de chaque chambre	63
Tableau (IV.5) : Choix des voyants de liquide de chaque chambre	65
Tableau (IV.6) : Choix de tuyauterie de ligne liquide de chaque chambre	72
Tableau (IV.7) : Choix de tuyauterie d'aspiration de chaque chambre	72

Tableau (A1) : Les valeurs des résistances thermiques superficielle

Tableau (A2) : Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide

Tableau (A3) : Coefficients d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des marchandises

Tableau (A4) : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide

Tableau (A5) : Chaleur massique de respiration q_{resp} de différentes denrées

Tableau (A6) : Nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambres froides et meubles frigorifiques

Tableau (A7) : L'écart de température

Liste des figures

Figure (I.1) : Plan de l'entrepôt frigorifique	6
Figure (I.2) : Structure des murs extérieurs, plafond	8
Figure (I.3) : Structure des murs intérieurs	8
Figure (I.4) : Structure du plancher de la chambre froide positive	9
Figure (I.5) : Structure du plancher de la chambre froide négative	9
Figure (I.6) : Structure des portes	9
Figure (III.1) : Les composants d'une installation mono-étagée	38
Figure (III.2) : Le cycle frigorifique d'une installation mono-étagée	38
Figure (III.3) : Schéma d'une installation bi-étagée à injection totale	39
Figure (III.4) : Cycle bi-étagé à injection totale (Cycle à compression et à détente bi-étagées)	39
Figure (III.5) : Schéma d'une installation bi-étagée à injection partielle	40
Figure (III.6) : Cycle bi-étagé à injection partielle	40
Figure (III.7) : Diagramme enthalpique (chambres 01,02,03,04)	42
Figure (III.8) : Diagramme enthalpique (SAS)	43
Figure (III.9) : Bouteille intermédiaire	45
Figure (III.10) : Diagramme enthalpique (chambre 05)	46
Figure (IV.1) : Diagramme pression-volume d'un compresseur à piston	50
Figure (IV.2) : Phases descendante et ascendante de la compression avec piston	50
Figure (IV.3) : Schéma d'un compresseur composé de deux pistons	51
Figure (IV.4) : Compresseur mono-vis	51
Figure (IV.5) : Principe de fonctionnement du compresseur mono-vis	52
Figure (IV.6) : Schéma d'un compresseur bi-vis	52
Figure (IV.7) : Positionnement des spirales	53
Figure (IV.8) : Principe de fonctionnement du compresseur à spirales	53
Figure (IV.9) : Compresseur à spirales	54
Figure (IV.10) : Condenseur à circulation d'air naturelle	55
Figure (IV.11) : Différents types de condenseurs à air	55
Figure (IV.12) : Différents types d'évaporateurs à air	57
Figure (IV.13) : Les tubes capillaires	58
Figure (IV.14) : Détendeur thermostatique	59
Figure (IV.15) : Vue en coupe d'un servomoteur et d'un détendeur	60
Figure (IV.16) : Filtre déshydrateur antiacide à cartouche solide	62
Figure (IV.17) : Filtre déshydrateur antiacide à grains mobiles	62
Figure (IV.18) : Déshydrateur à cartouches solides remplaçables	63
Figure (IV.19) : Voyants de liquide indicateurs d'humidité	64
Figure (IV.20) : Indicateurs de niveau en acier	64
Figure (IV.21) : Voyant à souder directement sur le tube	64

Liste des figures

Figure (IV.22) : Réservoirs de liquide	66
Figure (IV.23) : Réservoir de liquide	66
Figure (IV.24) : Exemple accessoires	67
Figure (IV.25) : Bouteille anti-coups de liquide	68
Figure (IV.26) : Bouteille anti-coups de liquide avec échangeur	68
Figure (IV.27) : Séparateur d'huile pour installations commerciales	69
Figure (IV.28) : Séparateur d'huile démontable	70
Figure (IV.29) : Séparateur d'huile « turboil »	70
Figure (IV.30) : Séparateur d'huile du type « cyclone »	70
Figure (IV.31) : Séparateur d'huile réservoir	71
Figure (V.1) : Boucle fermée	74
Figure (V.2) : Boucle ouverte	74
Figure (V.3) : Régulation tout-ou-rien	74
Figure (V.4) : Thermostats à bilame	76
Figure (V.5) : Thermostat à bulbe	77
Figure (V.6) : Pressostat	77
Figure (V.7) : Pressostat combiné haute et basse pression	79
Figure (V.8) : Schéma fonctionnel d'un pressostat différentiel d'huile	80
Figure (V.9) : Schéma électrique de la régulation thermostatique	81
Figure (V.10) : Schéma électrique de la régulation pressostatique	81
Figure (V.11) : Schéma électrique de la régulation Mortreux	82
Figure (V.12) : Schéma électrique de la régulation inverse conjuguée	82
Figure (V.13) : Schéma électrique de la régulation *pump-down*	83
Figure (V.14) : Régulateur numérique XR60CX	84
Figure (V.15) : Schéma électrique du régulateur numérique XR60CX	84
Figure (V.16) : Fiche technique du régulateur numérique XR60CX	84
Figure (V.17) : Schéma de puissance des chambres 1,2,3,4	85
Figure (V.18) : Schéma de commande des chambres 1,2,3,4	86
Figure (V.19) : Régulateur numérique MR55 Johnson Control	87
Figure (V.20) : Schéma électrique du régulateur numérique MR55 Johnson Control	88
Figure (V.21) : Fiche technique du régulateur numérique MR55 Johnson Control	88
Figure (V.22) : Schéma de puissance pour la chambre 5	89
Figure (V.23) : Schéma de commande pour la chambre 5	90
Figure (V.24) : Organigramme de maintenance	93
Figure (V.25) : Diagramme de détermination des pannes frigorifiques	97

Introduction Générale

Les denrées alimentaires plus ou moins fermentescibles ne tardent pas à perdre pendant les fortes chaleurs de l'été les qualités premières, aspect et goût qui les font rechercher des consommateurs. Elles subissent de ce fait une forte dépréciation sinon une perte complète quant au bout de quelques jours elles deviennent un danger pour la santé publique.

Le transport de ces denrées à de grandes distances devient alors un problème presque impossible à résoudre. Tous les expéditeurs connaissent pour en avoir été plus ou moins victimes des sérieux et fréquents mécomptes auxquels sont exposés pendant la saison chaude surtout les producteurs qui concourent à l'approvisionnement en lait, beurre, œufs, légumes, fruits, poissons, volailles etc.

Ces produits, déjà fatigués par le voyage, risquent fortement, s'ils ne sont pas vendus le jour même, de rester pour compte aux expéditeurs. En tout cas, ils ne sont cédés qu'à des prix infimes qui, parfois, ne couvrent même pas les frais de transport et les commissions des intermédiaires. Les pertes totales et les dépréciations sont importantes : chaque année, on estime en effet que 100 000 kilogrammes de viande, 500 000 kilogrammes de poisson et 600 000 œufs sont saisis comme impropres à la consommation.

Depuis longtemps, on cherche donc à mettre au point des procédés de conservation permettant de supprimer ces déchets, d'éviter l'avilissement des prix et de constituer des approvisionnements toujours frais, parfaitement intacts et en quantité suffisante pour répondre aux besoins les plus imprévus.

À l'heure actuelle, quatre méthodes principales permettent de lutter contre les causes de détérioration et de perte des denrées alimentaires : la dessiccation, la chaleur, le sel marin et les antiseptiques, ou le froid.

Les procédés de conservation que nous venons d'énumérer tout en étant d'une très grande utilité présentent un défaut commun celui d'altérer la fraîcheur primitive et le goût des produits. Ils ne permettent pas de transporter d'un point à l'autre du globe les productions d'une contrée en leur conservant les qualités qu'elles ont à l'état de fraîcheur dans leur pays d'origine.

Le seul procédé de conservation qui jouisse de cette propriété de n'enlever aux produits aucun de leurs sucs nutritifs ou aromatiques de garder intact leur aspect de fraîcheur est le procédé de conservation par le froid.

Le froid industriel est ainsi que son nom l'indique un abaissement de la température aux environs et au-dessous de zéro déterminé par des moyens exclusivement industriels.

Sa création et son utilisation pour la conservation des denrées alimentaires et leur transport à grande distance remonte à 1856, un Américain le professeur Nice retirer de fort beaux bénéfices de la vente des œufs, des beurres, et des légumes qu'il conserve dans une maison glacière de son invention mais son installation compliquée et coûteuse est loin des procédés mécaniques en usage à l'heure actuelle.

Ce projet vise à réaliser une étude approfondie et un dimensionnement d'un entrepôt frigorifique destiné à la conservation des produits alimentaires. Pour obtenir cet objectif, une analyse thermodynamique sera réalisée pour comprendre les principes de fonctionnement des systèmes de réfrigération.

Ce mémoire est structuré en cinq chapitres. Le ***premier*** chapitre est consacré à la description et à la présentation de l'entrepôt frigorifique, les critères de dimensionnement, la capacité de stockage, le type de produits à conserver, et les conditions ambiantes, sont également établis. Dans le ***deuxième*** chapitre, on calcule le bilan frigorifique afin de déterminer les puissances à installer dans chaque chambre de l'entrepôt. Dans le ***troisième*** chapitre, on détermine le fluide frigorigène et le type de l'installation frigorifique pour chaque chambre de notre entrepôt. Le ***quatrième*** chapitre concerne le choix des différents éléments du système frigorifique. Le ***cinquième*** chapitre est basé sur les systèmes de régulation et sécurité. Ainsi que la maintenance et les plus fréquents pannes frigorifuges dans le froid. Ce travail se termine par une conclusion générale qui résume les principaux résultats de l'étude.

Chapitre I :
Description de l'entrepôt frigorifique

I.1. Définition d'un entrepôt frigorifique :

Un entrepôt frigorifique est une installation de stockage spécialisée équipée d'environnements à température contrôlée. Sa fonction première est de stocker des produits sensibles à la température, souvent des denrées périssables comme les produits frais, les aliments surgelés, les produits pharmaceutiques et autres, en garantissant leur qualité, une température de l'air adéquate et en prolongeant leur durée de conservation (*Cold Storage Warehouse : Definition, How It Works, and Key Features*, 2023).

I.2. Types des entrepôts frigorifiques :

Différents types d'unités de stockage frigorifique ont été conçues pour répondre aux divers besoins des industries telles que l'alimentation, les produits pharmaceutiques et l'agriculture.

- **Réfrigérateurs/congélateurs de plain-pied :** ils font partie des types d'entreposage frigorifique les plus courants, capables de stocker une large gamme de produits. Les unités de plain-pied sont idéales pour les entreprises qui doivent stocker de grandes quantités de produits périssables et qui doivent y accéder régulièrement.
- **Conteneurs réfrigérés :** portables et polyvalents, les conteneurs réfrigérés sont utilisés à la fois pour le stockage et le transport de marchandises. Ils sont spécialisés pour les entreprises qui ont besoin d'une solution mobile ou qui ne disposent pas d'installations permanentes.
- **Congélateurs à air pulsé :** ils sont essentiels pour réduire rapidement la température des produits, en particulier des aliments, afin d'empêcher la croissance bactérienne. Les congélateurs à air pulsé sont généralement utilisés dans les usines de transformation où le refroidissement rapide est un élément essentiel du processus de production.
- **Stockage frigorifique de qualité pharmaceutique :** ce type de stockage nécessite le maintien de températures précises et comprend souvent des systèmes redondants pour assurer un refroidissement constant. Les unités de qualité pharmaceutique sont essentielles pour le stockage sûr des médicaments et des vaccins.

- **Chambres froides :** plus grandes que les unités de plain-pied, les chambres froides sont conçues pour stocker de grandes quantités de marchandises et se trouvent généralement dans les entrepôts. Elles peuvent être construites sur mesure selon des dimensions et des températures spécifiques, selon les besoins.
- **Congélateurs cryogéniques :** utilisant des températures extrêmement basses, les congélateurs cryogéniques utilisent de l'azote liquide ou du dioxyde de carbone pour le refroidissement. Ils sont parfaits pour la conservation d'échantillons biologiques et pour une utilisation dans la recherche scientifique.
- **Congélateurs à très basse température :** il s'agit de congélateurs spécialisés qui maintiennent des températures entre -40 °C et -80 °C. Ils sont essentiels dans les installations de recherche et médicales où la conservation des échantillons à des températures ultra basses est nécessaire.

Chaque type d'entrepôt frigorifique présente des caractéristiques et des coûts spécifiques, qui doivent être pris en compte parallèlement aux besoins de stockage. Le choix du bon type garantit l'efficacité énergétique, la rentabilité et, surtout, l'intégrité des denrées périssables stockées. (Frigosys, 2024 d).

I.3. Description et situation de l'entrepôt frigorifique :

L'entrepôt frigorifique est situé dans la région de Blida. Il est constitué de 5 chambres froides et une SAS :

⇒ Deux chambres froides positives d'une température de T = 2°C, qui assurent la conservation de l'oignon.
⇒ Deux chambres froides positives d'une température de T = 0°C, qui assurent la conservation de la poire.
⇒ Une chambre froide négative d'une température de T = -18°C, qui assurent la congélation des viandes de volaille.

Le Tableau (I.1) répertorie les dimensions de chaque chambre :

	Longueur (*m*)	**Largeur** *(m)*	**Hauteur** *(m)*	**Volume** *(m^3)*	**T** *(°C)*	**Type de denrée**
Chambre 1	15	6	5.5	495	2	Oignon
Chambre 2	15	6	5.5	495	2	Oignon
Chambre 3	15	6	5.5	495	0	Poire
Chambre 4	15	6	5.5	495	0	Poire
Chambre 5	9	5	3.8	171	-18	Volaille
SAS	24.3	4.5	3.5	382.73	8	

Tableau (I.1) : Description des chambres froides

I.3.1. Données climatiques :

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

I.3.1.1. Les paramètres climatiques extérieurs de base :

Les paramètres dépendant essentiellement du site. Dans notre cas, et pour la région de Blida qui est dans la zone climatique (A), les données pendant les périodes estivaux sont :

Latitude	**Longitude**	**Altitude** *(m)*	**Température** *(°C)*	**Humidité relative** *(%)*	**Vitesse moyenne du vent** *(m/s)*
36.4798683	2.8005677	229	34	41	5.2

Tableau (I.2) : Conditions climatiques extérieures de base

I.3.1.2. Conditions intérieures d'entreposage :

Ces conditions sont nécessaires pour le calcul du bilan thermique de l'entrepôt frigorifique. Les conditions adoptées pour le stockage sont rassemblées dans le tableau ci-dessous :

	Température *(°C)*	**Humidité relative** *(%)*	**Vitesse de l'air** *(m/s)*
Chambre 1	2	70	2
Chambre 2	2	70	2
Chambre 3	0	90	2
Chambre 4	0	90	2
Chambre 5	-18	95	2
SAS	8	70	1

Tableau (I.3) : Conditions intérieures d'entreposage

I.3.2. Plan de l'entrepôt frigorifique :

La figure suivante présente le plan de notre entrepôt frigorifique :

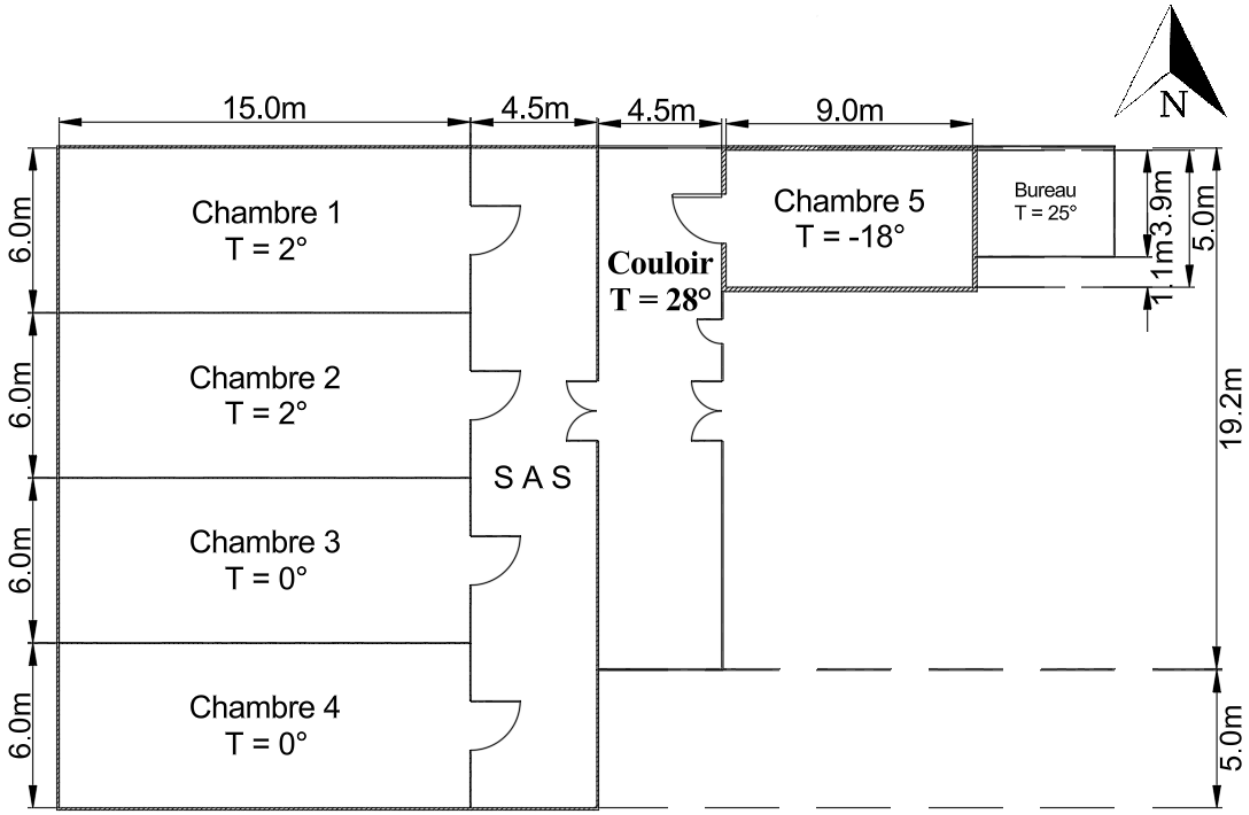


Figure (I.1) : Plan de l'entrepôt frigorifique

I.3.3. Caractéristiques 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 chambres froides.

Denrées	**Température de congélation** *(°C)*	**Chaleur massique** *(kJ/kg.°K)*		**Chaleur latente de congélation** *(kJ/kg)*
		Cp avant congélation	**Cp après congélation**	
Volaille	-2.78	3.308	1.758	220.97
Oignon	-2	3.744	1.908	288
Poire	-1,67	3.809	2.051	279.12

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

I.4. Isolation thermique de l'entrepôt :

I.4.1. Définition de l'isolant :

Un isolant thermique est un matériau qui permet d'empêcher la chaleur ou le froid de s'échapper d'une enceinte close. Son contraire est un conducteur thermique.

L'isolation thermique permet de minimiser la consommation d'énergie nécessaire à maintenir la température requise. (*Isolant Thermique : Définition*, n.d.).

L'aptitude d'isolation thermique d'un matériau est quantifiée grâce à une grandeur thermo-physique, appelée « la conductivité thermique : λ », et qui représente l'énergie (quantité de chaleur) transférée par unité de surface et de temps sous un gradient de température de 1 degré par mètre. ("Matériaux mésoporeux pour l'isolation thermique," 2016)

I.4.2. Différents types d'isolants thermiques :

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

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

I.4.3. Rôle et propriétés de l'isolation :

Une bonne isolation doit éviter les ponts thermiques qui, outre la perte de frigories, peuvent, par le jeu des condensations et des givrages, provoquer des détériorations du bâtiment, parfois même des relèvements localisés de température, nuisibles à la marchandise entreposée.

En ce qui concerne les entrepôts frigorifiques, il faut remarquer qu'on doit exiger de ces matériaux, outre un coefficient de conductibilité thermique satisfaisant, un certain nombre de qualités dont certaines sont impératives :

- Imperméabilité à la vapeur d'eau ;
- Rétraction linéaire faible ;
- Absence d'odeur ;
- Imputrescibilité ;
- Résistance à la vermine.

Un poids spécifique faible sera recherché pour la réalisation des plafonds suspendus, une résistance appréciable à la compression sera nécessaire pour les isolations au sol. ("Guide pratique de l'entreposage frigorifique," 1966).

I.4.4. Choix de l'isolation :

Pour notre entrepôt, on a choisi les isolants suivants :

- Le liège expansé pour le plancher à cause de sa bonne résistance mécanique [$\lambda = 0.043$ *(W/m.°C)*].
- Le polyuréthane (PUR) [$\lambda = 0.024$ *(W/m.°C)*].

I.4.5. Caractéristiques du polyuréthane :

- Conductivité thermique très faible [$\lambda = 0.024$ *(w/m.°C)*] ;
- Masse volumique faible ;

— Bonne résistance mécanique et chimique ;
— Non toxique ;
— Ininflammable ;
— Inodore ;
— Volume constant ;
— Léger ;
— Etanche à la vapeur d'eau ;
— Disponible.

I.5. Choix de différentes parois :

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

Les dimensions des portes pour les chambres froides sont de (1.8 × 2) m^2 et (2.25 × 2) m^2 pour la porte du SAS.

I.5.1. Composition des différentes couches de parois :

Les composants de chaque type de paroi sont indiqués dans les tableaux (I.5) à (I.8) :

Matériaux	***e*** *(m)*	***λ*** *(W/m°C)*	***R*** *(m^2.K/W)*
Acier galvanisé	0.005	50	0.0001
Lame d'air	0.010	0.024	0.417
Acier galvanisé	0.005	50	0.0001
Polyuréthane	?	0.024	?
Acier galvanisé	0.005	50	0.0001

Tableau (I.5) : Structure des murs extérieurs, plafond des chambres froides

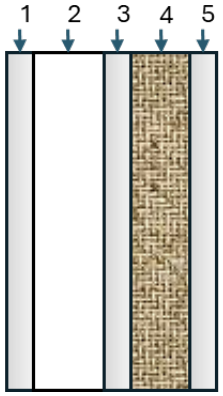


Figure (I.2) : Structure des murs extérieurs, plafond

Matériaux	***e*** *(m)*	***λ*** *(W/m°C)*	***R*** *(m^2.K/W)*
Acier galvanisé	0.005	50	0.0001
Polyuréthane	?	0.024	?
Acier galvanisé	0.005	50	0.0001

Tableau (I.6) : Structure des murs intérieurs des chambres froides



Figure (I.3) : Structure des murs intérieurs

Matériaux	e (m)	λ (W/m°C)	R (m^2.K/W)
Carrelage	0.03	1.05	0.028
Enduit ciment	0.02	0.8	0.025
Liège	?	0.043	?
Dalle en béton armé	0.12	1.3	0.092

Tableau (I.7) : Structure du plancher des chambres froides positives

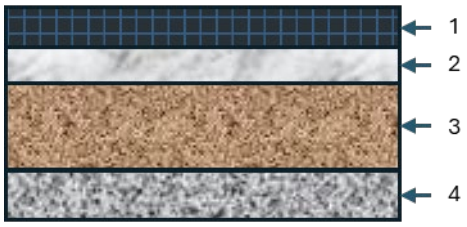


Figure (I.4) : Structure du plancher de la chambre froide positive

Matériaux	e (m)	λ (W/m°C)	R (m^2.K/W)
Dalle en béton armé	0.03	1.3	0.023
Enduit ciment	0.02	0.8	0.025
Dalle en béton armé	0.12	1.3	0.092
Carton bitumé	0.002	0.23	0.008
Liège	?	0.043	?
Carton bitumé	0.002	0.23	0.008
Dalle en béton armé	0.03	1.3	0.023
Vide sanitaire	0.6		

Tableau (I.8) : Structure du plancher de la chambre froide négative

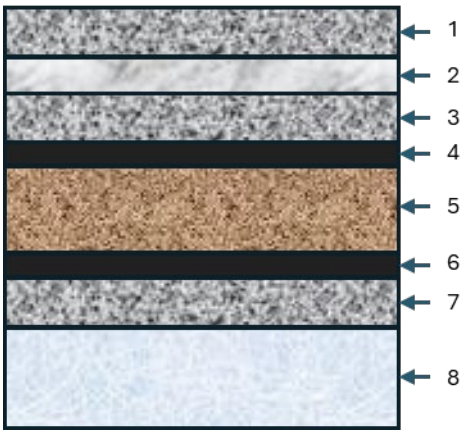


Figure (I.5) : Structure du plancher de la chambre froide négative

Note : La température du sol est 15 °C

I.5.2. Composition des différentes couches de portes :

Les portes d'accès aux enceintes frigorifiques ou chambres froides sont constituées de panneaux sandwich à âme isolante en polyuréthane expansé avec des parements en tôle d'acier galvanisée :

Matériaux	e (m)	λ (W/m°C)	R (m^2.K/W)
Acier galvanisé	0.005	50	0.0001
Bois	0.02	0.15	0.133
Polyuréthane	?	0.024	?
Bois	0.02	0.15	0.133
Acier galvanisé	0.005	50	0.0001

Tableau (I.9) : Structure des portes des chambres froides



Figure (I.6) : Structure des portes

I.6. Tonnage des denrées à entreposer :

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

Le but de tonnage est de déterminer la capacité de stockage de chaque chambre. Cette capacité dépend essentiellement du :

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

I.6.1. Procédé utilisé pour la conservation :

Le gerbage des colis ne doit pas réduire les échanges thermiques ni permettre la formation d'atmosphères susceptibles de nuire aux produits. Il doit, de plus, favoriser la circulation de l'air. Enfin, il doit permettre un contrôle facile des marchandises stockées.

Tout contact des colis avec les murs ou le sol est à proscrire.

I.6.2. Densité d'entreposage :

La densité d'entreposage est soit calculée, soit communiquée directement par le client. Dans notre cas, nous avons calculé les valeurs approximatives de la densité d'entreposage pour chaque chambre.

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

La densité d'entreposage de chaque chambre est la suivante :

	m_c *(kg)*	m_{cm} *(kg)*	N_t	N_j	m *(kg)*	m_j *(kg/j)*
Chambre 1	1.75	20	4200	420	84000	8400
Chambre 2			4200	420	84000	8400
Chambre 3		22	4200	420	92400	9240
Chambre 4			4200	420	92400	9240
Chambre 5		25	3000	300	60000	6000

— m_c : La masse nette de caisses en (kg)
— m_{cm} : La contenance moyenne d'une caisse
— N_t : Nombre de caisse total dans la chambre froide
— N_j : Nombre de caisse journalier dans la chambre froide
— m : masse de marchandise considérée en (kg)
— m_j: masse de denrée introduite chaque jour en (kg/j)

Tableau (I.10) : Densité d'entreposage

Chapitre II :
Calcul du bilan frigorifique

II.1. Introduction :

Après avoir rassemblé toutes les informations nécessaires sur notre entrepôt frigorifique dans le premier chapitre, nous pouvons passer à l'étape suivante : le calcul du bilan frigorifique.

Le processus consiste à mesurer les quantités de chaleur émises et reçues dans une chambre. Cette méthode permet de déterminer la puissance frigorifique nécessaire pour maintenir la température souhaitée dans une pièce fraîche ou un espace climatisé.

Le bilan frigorifique est essentiel pour optimiser le fonctionnement d'une installation de climatisation ou d'une chambre froide. En effet, en calculant précisément les besoins en froid, il est possible de choisir une installation adaptée et d'éviter des surcoûts liés au surdimensionnement ou sous-dimensionnement de l'installation.

De plus, en prenant en compte les apports de chaleur internes et externes, il est possible de limiter les pertes thermiques et donc de diminuer la consommation énergétique de l'installation.

II.2. Transfert de chaleur :

Le deuxième principe de la thermodynamique admet que la chaleur (ou énergie thermique) ne peut passer que d'un corps chaud vers un corps froid, c'est-à-dire d'un corps à température donnée vers un autre à température plus basse, donc un transfert de chaleur qu'il convient d'appeler transfert thermique ou transfert par chaleur est un transit d'énergie sous forme microscopie désordonnée. 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 transfert thermique, ou par chaleur. ("cours de transferts thermiques," 2005).

Le transfert de chaleur au sein d'une phase où, plus généralement, entre deux phases, se fait suivant 3 modes :

⇒ **Par conduction :** la conduction est un phénomène de diffusion qui permet donc à la chaleur de se propager à l'intérieur d'un corps solide. Notons que la conduction de la chaleur n'est pas possible dans le vide puisqu'il n'y a pas de support moléculaire pour cela.

⇒ **Par rayonnement :** la chaleur du soleil frappe pourtant notre planète alors qu'il n'y a aucun support solide, liquide ou gazeux au-delà de l'atmosphère terrestre. Cela signifie donc

que l'énergie thermique peut tout de même traverser le vide. Ce mode de transfert s'appelle le rayonnement. Il correspond à un flux d'ondes électromagnétiques émises par tout corps, quelle que soit sa température. Comme on l'imagine, le rayonnement électromagnétique est d'autant plus élevé que la température est grande. Comme pour la conduction, ce sont les interactions entre atomes et molécules qui sont à l'origine de ce rayonnement. Ils peuvent le générer, ce qui diminue leur énergie, ou encore l'absorber, ce qui l'augmente. De par sa nature, le rayonnement n'intervient que dans les milieux transparents (gaz, verre, vide) ou semi-opaque (gaz + fumées de CO2, gaz + vapeur d'eau).

⇒ **Par convection :** un débit ou une circulation de liquide ou de gaz peut transporter avec lui une certaine quantité d'énergie thermique. Ce transport de chaleur porte le nom de convection thermique. Ce transport de l'énergie par un écoulement est analogue au transport d'autres quantités scalaires (non vectorielles) : transport d'une concentration de sel par de l'eau, transport de l'humidité par l'air, etc. On retiendra donc que dans la convection, la chaleur utilise le fluide comme véhicule pour se déplacer. Sans entrer dans les détails, notons qu'il existe deux types de transferts convectifs :

- La convection forcée : se produit lorsque l'écoulement du fluide est forcé par un dispositif mécanique quelconque (pompe ou gravité pour un liquide, ventilateur pour de l'air).
- La convection naturelle : lorsqu'il existe une différence de température entre deux points d'un fluide, le fluide chaud, qui aura une masse volumique plus faible que le fluide froid, aura tendance à monter sous l'effet de la poussée d'Archimède. Il y aura ainsi circulation naturelle du fluide sous l'effet de la chaleur, qui sera par ailleurs transportée avec lui.

II.3. Les différents apports de chaleur :

Établir un bilan frigorifique, c'est faire l'inventaire des quantités de chaleur à extraire de l'intérieur d'une chambre froide pour maintenir une température constante au cœur des produits. Ces charges thermiques se subdivisent en deux catégories : les charges thermiques externes appelées « apports externes » et les charges thermiques internes appelées « apports internes ».

⇒ **Apports externes :**

1. Les apports par transmission.
2. Les apports par renouvellement d'air.
3. Les apports par ouvertures des portes.

⇒ **Apports internes :**

4. Les apports dus à l'introduction de denrées à température ambiante extérieure.
5. Les apports par la respiration des fruits et légumes.
6. Les apports par l'activité des travailleurs.
7. Les apports dus à des machines roulantes.
8. Les apports dus au système d'éclairage.
9. Les apports dus au rafraîchissement de l'emballage.
10. Les apports dus à la ventilation mécanique et résistance de dégivrage.

II.4. Calcul de l'épaisseur de l'isolation :

L'épaisseur de l'isolant doit être choisie de façon à limiter l'échange de chaleur entre l'extérieur et l'intérieur.

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

$$q = K.\Delta T \;\rightarrow\; K = \frac{q}{\Delta T}$$

— Pour les chambres froides positives, le flux de chaleur q = 10W/m^2.
— Pour les chambres froides négatives, le flux de chaleur q = 8W/m^2.

Nous avons également l'équation suivante :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^{n} \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$$

— Les valeurs des résistances thermiques superficielles sont indiquées dans le tableau (A1).

En utilisant les deux équations précédentes, nous pouvons extraire une équation qui permet de calculer l'épaisseur de l'isolation :

$$e_{iso} = \lambda_{iso} \times \left[\frac{\Delta T}{q} - \left(\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}\right) - \sum_{i=1}^{n} \frac{e_i}{\lambda_i}\right]$$

Exemple de calcul :

Le calcul s'effectue paroi par paroi à savoir les quatre parois verticales puis le plancher haut (toiture) et enfin le plancher bas. Nous commençons par calculer e_{iso} , puis nous utilisons la valeur obtenue pour calculer K. Nous prendrons comme exemple de calcul le mur en direction du nord qui est en contact avec l'extérieur dans la chambre 1 :

- Calcul de l'épaisseur de l'isolant :

$\rightarrow\; e_{iso} = \lambda_{iso} \times \left[{\Delta T}/{q} - \left({1}/{h_e} + {1}/{h_i}\right) - \sum_{i=1}^{n} {e_i}/{\lambda_i}\right]$;

$\rightarrow\; e_{iso} = 0.024 \times \left[\left[\frac{(34-2)}{10} - (0.03 + 0.06) - \left(\frac{0.005}{50} + \frac{0.010}{0.024} + \frac{0.005}{50} + \frac{0.005}{50}\right)\right]\right.$;

$\rightarrow\; e_{iso} = 0.024 \times (3.2 - 0.09 - 0.417) = 0.0646\, m.$

Après les calculs, nous constatons que l'épaisseur de l'isolant de chaque paroi est différente et parfois trop faible pour correspondre à la pratique. Dans la pratique, nous avons donc choisi la valeur la plus élevée et l'avons utilisée pour toutes les parois de la chambre froide.

- Maintenant que nous avons e_{iso}, nous pouvons calculer K :

$\rightarrow\; K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^{n} \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$;

$\rightarrow\; K = \frac{1}{0.03 + \left(\frac{0.005}{50} + \frac{0.010}{0.024} + \frac{0.07}{0.024} + \frac{0.005}{50} + \frac{0.005}{50}\right) + 0.06}$;

$\rightarrow K = \frac{1}{3.424}$;

$\rightarrow K = 0.2921\ W/m^2.°K.$

Les tableaux (II.1) à (II.6) reprennent les résultats des calculs pour chaque chambre et le SAS :

Type de paroi	λ_{iso}	q	ΔT	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\sum_{i=1}^{n} \frac{e_i}{\lambda_i}$	e_{iso}	e_{iso} (réel)	K
Mur nord en contact avec l'extérieur	0.024	10	32	0.03	0.06	0.4170	0.0646	0.07	0.2921
Mur est en contact avec le SAS	0.024		6	0.12		0.0002	0.0101	0.07	0.3229
Mur sud en contact avec la chambre 2	0.024		0	0.12		0.0002	0.0043	0.07	0.3229
Mur ouest en contact avec l'extérieur	0.024		32	0.03		0.4170	0.0646	0.07	0.2921
Plancher	0.043		13	0		0.0760	0.0501	0.06	0.6530
Plafond	0.024		32	0.03		0.4170	0.0646	0.07	0.2921
Porte	0.024		6	0.12		0.2662	0.0037	0.05	0.3953

Tableau (II.1) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour la chambre 1

Type de paroi	λ_{iso}	q	ΔT	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\sum_{i=1}^{n} \frac{e_i}{\lambda_i}$	e_{iso}	e_{iso} (réel)	K
Mur nord en contact avec la chambre 1	0.024	10	0	0.12	0.06	0.0002	0.0043	0.07	0.3229
Mur est en contact avec le SAS	0.024		6	0.12		0.0002	0.0101	0.07	0.3229
Mur sud en contact avec la chambre 3	0.024		2	0.12		0.0002	0.0005	0.07	0.3229
Mur ouest en contact avec l'extérieur	0.024		32	0.03		0.4170	0.0646	0.07	0.2921
Plancher	0.043		13	0		0.0760	0.0501	0.06	0.6530
Plafond	0.024		32	0.03		0.4170	0.0646	0.07	0.2921
Porte	0.024		6	0.12		0.2662	0.0037	0.05	0.3953

Tableau (II.2) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour la chambre 2

Type de paroi	λ_{iso}	q	ΔT	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\sum_{i=1}^{n} \frac{e_i}{\lambda_i}$	e_{iso}	e_{iso} (réel)	K
Mur nord en contact avec la chambre 2	0.024	10	2	0.12	0.06	0.0002	0.0005	0.07	0.3229
Mur est en contact avec le S A S	0.024		8	0.12		0.0002	0.0149	0.07	0.3229
Mur sud en contact avec la chambre 4	0.024		0	0.12		0.0002	0.0043	0.07	0.3229
Mur ouest en contact avec l'extérieur	0.024		34	0.03		0.4170	0.0694	0.07	0.2921
Plancher	0.043		15	0		0.0760	0.0587	0.06	0.6530
Plafond	0.024		34	0.03		0.4170	0.0694	0.07	0.2921
Porte	0.024		8	0.12		0.2662	0.0085	0.05	0.3953

Tableau (II.3) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour la chambre 3

Type de paroi	λ_{iso}	q	ΔT	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\sum_{i=1}^{n} \frac{e_i}{\lambda_i}$	e_{iso}	e_{iso} (réel)	K
Mur nord en contact avec la chambre 3	0.024	10	0	0.12	0.06	0.0002	0.0043	0.07	0.3229
Mur est en contact avec le SAS	0.024		8	0.12		0.0002	0.0149	0.07	0.3229
Mur sud en contact avec l'extérieur	0.024		34	0.12		0.0002	0.0773	0.07	0.3229
Mur ouest en contact avec l'extérieur	0.024		34	0.03		0.4170	0.0694	0.07	0.2921
Plancher	0.043		15	0		0.0760	0.0587	0.06	0.6530
Plafond	0.024		34	0.03		0.4170	0.0694	0.07	0.2921
Porte	0.024		8	0.12		0.2662	0.0085	0.05	0.3953

Tableau (II.4) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour la chambre 4

Type de paroi	λ_{iso}	q	ΔT	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\sum_{i=1}^{n} \frac{e_i}{\lambda_i}$	e_{iso}	e_{iso} (réel)	K
Mur nord en contact avec l'extérieur	0.024	8	52	0.03	0.06	0.4170	0.1438	0.14	0.1577
Mur est en contact avec le bureau	0.024		43	0.12		0.4170	0.1147	0.14	0.1555
Mur est en contact avec l'extérieur	0.024		52	0.03		0.4170	0.1438	0.14	0.1577
Mur sud au contact avec l'extérieur	0.024		52	0.03		0.4170	0.1438	0.14	0.1577
Mur ouest en contact avec un couloir non climatisée	0.024		46	0.12		0.0002	0.1337	0.14	0.1663
Plancher	0.043		46	0		0.1790	0.2370	0.24	0.1718
Plafond	0.024		52	0.03		0.4170	0.1438	0.14	0.1577
Porte	0.024		46	0.12		0.2662	0.1273	0.14	0.1592

Tableau (II.5) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour la chambre 5

Type de paroi	λ_{iso}	q	ΔT	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\sum_{i=1}^{n} \frac{e_i}{\lambda_i}$	e_{iso}	e_{iso} (réel)	K
Mur nord en contact avec l'extérieur	0.024	10	26	0.03	0.06	0.4170	0.0502	0.07	0.2921
Mur est en contact avec un couloir	0.024		20	0.12		0.0002	0.0437	0.07	0.3229
Mur est en contact avec l'extérieur	0.024		26	0.03		0.4170	0.0502	0.07	0.2921
Mur sud en contact avec l'extérieur	0.024		26	0.03		0.4170	0.0502	0.07	0.2921
Mur ouest en contact avec la chambre 1	0.024		6	0.12		0.0002	0.0101	0.07	0.3229
Mur ouest en contact avec la chambre 2	0.024		6	0.12		0.0002	0.0101	0.07	0.3229
Mur ouest en contact avec la chambre 3	0.024		8	0.12		0.0002	0.0149	0.07	0.3229
Mur ouest en contact avec la chambre 4	0.024		8	0.12		0.0002	0.0149	0.07	0.3229
Plancher	0.043		7	0		0.0760	0.0243	0.07	0.5669
Plafond	0.024		26	0.03		0.4170	0.0502	0.07	0.2921
Porte (couloir)	0.024		20	0.12		0.2662	0.0373	0.05	0.3953
Porte (chambre 1)	0.024		8	0.12		0.2662	0.0085	0.05	0.3953
Porte (chambre 2)	0.024		8	0.12		0.2662	0.0085	0.05	0.3953
Porte (chambre 3)	0.024		6	0.12		0.2662	0.0037	0.05	0.3953
Porte (chambre 4)	0.024		6	0.12		0.2662	0.0037	0.05	0.3953

Tableau (II.6) : Coefficient de transfert de chaleur global K pour le SAS

II.5. Calcul des apports externes :

II.5.1. Apports par transmission :

La charge thermique par transmission a pour valeur :

$$Q_{tr} = K \times S \times \Delta T \; en \; (W)$$

Exemple de calcul :

Nous calculons Q_{tr} pour chaque paroi séparément, puis nous calculons leur somme pour obtenir $Q_{tr_{total}}$ pour la chambre.

L'exemple de calcul est le mur nord en contact avec l'extérieur dans la chambre 1 :

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

$\rightarrow$ $Q_{tr} = 0.3125 \times 82.5 \times (34 - 2)$;

$\rightarrow$ $Q_{tr} = 825\, W = 0.825\, KW.$

Les tableaux (II.7) à (II.12) reprennent les résultats des calculs pour chaque chambre :

Type de paroi	$\boldsymbol{K}$ *(W/m².°C)*	$\boldsymbol{S}$ *(m^2)*	$\boldsymbol{T_1}$ *(°C)*	$\boldsymbol{T_2}$ *(°C)*	$\boldsymbol{\Delta T}$ *(°C)*	$\boldsymbol{Q_{tr}}$ *(W)*	$\boldsymbol{Q_{tr_{total}}}$ *(W)*
Mur nord en contact avec l'extérieur	0.2921	82.5	34	2	32	771.11	2750.29
Mur est en contact avec le S A S	0.3229	29.4	8		6	56.96	
Mur sud en contact avec la chambre 2	0.3229	82.5	2		0	0	
Mur ouest en contact avec l'extérieur	0.2921	33	34		32	308.44	
Plancher	0.6530	90	15		13	764.03	
Plafond	0.2921	90	34		32	841.20	
Porte	0.3953	3.6	8		6	8.54	

Tableau (II.7) : Charge thermique par transmission pour la chambre 1

Type de paroi	K $(W/m^2.°C)$	S (m^2)	T_1 $(°C)$	T_2 $(°C)$	ΔT $(°C)$	Q_{tr} (W)	$Q_{tr_{total}}$ (W)
Mur nord en contact avec la chambre 1	0.3229	82.5	2	2	0	0	1925.90
Mur est en contact avec le S A S	0.3229	29.4	8		6	56.96	
Mur sud en contact avec la chambre 3	0.3229	82.5	0		-2	-53.28	
Mur ouest en contact avec l'extérieur	0.2921	33	34		32	308.44	
Plancher	0.6530	90	15		13	764.03	
Plafond	0.2921	90	34		32	841.20	
Porte	0.3953	3.6	8		6	8.54	

Tableau (II.8) : Charge thermique par transmission pour la chambre 2

Type de paroi	K $(W/m^2.°C)$	S (m^2)	T_1 $(°C)$	T_2 $(°C)$	ΔT $(°C)$	Q_{tr} (W)	$Q_{tr_{total}}$ (W)
Mur nord en contact avec la chambre 2	0.3229	82.5	2	0	2	53.28	2243.69
Mur est en contact avec le S A S	0.3229	29.4	8		8	75.95	
Mur sud en contact avec la chambre 4	0.3229	82.5	0		0	0	
Mur ouest en contact avec l'extérieur	0.2921	33	34		34	327.72	
Plancher	0.6530	90	15		15	881.58	
Plafond	0.2921	90	34		34	893.78	
Porte	0.3953	3.6	8		8	11.39	

Tableau (II.9) : Charge thermique par transmission pour la chambre 3

Type de paroi	K $(W/m^2.°C)$	S (m^2)	T_1 $(°C)$	T_2 $(°C)$	ΔT $(°C)$	Q_{tr} (W)	$Q_{tr_{total}}$ (W)
Mur nord en contact avec la chambre 3	0.3229	82.5	0	0	0	0	3096.16
Mur est en contact avec le S A S	0.3229	29.4	8		8	75.95	
Mur sud en contact avec l'extérieur	0.3229	82.5	34		34	905.75	
Mur ouest en contact avec l'extérieur	0.2921	33	34		34	327.72	
Plancher	0.6530	90	15		15	881.58	
Plafond	0.2921	90	34		34	893.78	
Porte	0.3953	3.6	8		8	11.39	

Tableau (II.10) : Charge thermique par transmission pour la chambre 4

Type de paroi	K $(W/m^2.°C)$	S (m^2)	T_1 $(°C)$	T_2 $(°C)$	ΔT $(°C)$	Q_{tr} (W)	$Q_{tr_{total}}$ (W)
Mur nord en contact avec l'extérieur	0.1577	34.2	34	-18	52	280.4914	1561.70
Mur est en contact avec le bureau	0.1555	14.82	25		43	99.10268	
Mur est en contact avec l'extérieur	0.1577	3.99	34		52	32.724	
Mur sud en contact avec l'extérieur	0.1577	34.2	34		52	280.4914	
Mur ouest en contact avec un couloir non climatisée	0.1663	15.4	28		46	117.801	
Plancher	0.1718	45	15		46	355.6459	
Plafond	0.1577	45	34		52	369.0677	
Porte	0.1592	3.6	28		46	26.37139	

Tableau (II.11) : Charge thermique par transmission pour la chambre 5

Type de paroi	K $(W/m^2.°C)$	S (m^2)	T_1 $(°C)$	T_2 $(°C)$	ΔT $(°C)$	Q_{tr} (W)	$Q_{tr_{total}}$ (W)
Mur nord en contact avec l'extérieur	0.2921	15.75	34	8	26	119.6086	1880.26
Mur est en contact avec un couloir	0.3229	62.4	28		20	402.988	
Mur est en contact avec l'extérieur	0.2921	17.5	34		26	132.8985	
Mur sud en contact avec l'extérieur	0.2921	15.75	34		26	119.6086	
Mur ouest en contact avec la chambre 1	0.3229	17.4	2		-6	-33.71149	
Mur ouest en contact avec la chambre 2	0.3229	17.4	2		-6	-33.71149	
Mur ouest en contact avec la chambre 3	0.3229	17.4	0		-8	-44.94866	
Mur ouest en contact avec la chambre 4	0.3229	17.4	0		-8	-44.94866	
Plancher	0.5669	109.35	15		7	433.9515	
Plafond	0.2921	109.35	34		26	830.4255	
Porte (couloir)	0.3953	4.8	28		20	37.95166	
Porte (chambre 1)	0.3953	3.6	2		-6	-8.539124	
Porte (chambre 2)	0.3953	3.6	2		-6	-8.539124	
Porte (chambre 3)	0.3953	3.6	0		-8	-11.3855	
Porte (chambre 4)	0.3953	3.6	0		-8	-11.3855	

Tableau (II.12) : Charge thermique par transmission pour le SAS

II.5.2. Apports par renouvellement d'air :

Il est prévu un renouvellement de l'air ambiant dans certaines chambres froides. Le renouvellement consiste au remplacement d'une partie de l'air de la chambre froide par de l'air extérieur. La quantité d'air neuf admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide et constitue donc une charge thermique.

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

$$Q_{re} = m_{ae} \times \Delta h \; en \; (kW)$$

Le débit massique de l'air extérieur admis peut s'obtenir par la relation suivante :

$$m_{ae} = \frac{V_{ae} \times \rho_{aa}}{86400}$$

La masse volumique de l'air dans la chambre froide est calculée par la formule suivante :

$$\rho_{aa} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{T}{273.15}}$$

— Avec $\rho_0 = 1.293 \; kg/m^3$.

Le débit volumique peut être obtenu par la relation suivante :

$$V_{ae} = n \times V$$

n (en j^{-1}) peut être déterminé par la relation :

$$n = \frac{70}{\sqrt{V}}$$

Le taux de renouvellement est lié au trafic des produits, des machines et des personnes entre l'extérieur et l'intérieur de la chambre froide.

Plus le trafic est intense, plus le renouvellement est élevé. Lorsque le trafic est intense, dans la formule exprimant n, 70 peut être remplacé par 100.

D'après ce qui précède, la chaleur due au renouvellement d'air peut s'exprimer :

$$Q_{re} = \frac{n \times V \times \rho_{aa} \times \Delta h}{86400}$$

Exemple de calcul :

L'exemple de calcul est la chambre 1 :

$\rightarrow \; Q_{re} = \frac{n \times V \times \rho_{aa} \times \Delta h}{86400}$;

$\rightarrow \; Q_{re} = \frac{70/\sqrt{495} \times 495 \times 1.284 \times (69.25 - 9.64)}{86400}$;

$\rightarrow \; Q_{re} = 1.379 \; KW = 1379.54 \; W.$

Les résultats sont résumés dans le tableau ci-dessous :

	V (m^3)	n	ρ_{aa} (kg/m^3)	h_{int} (kJ/kg)	h_{ext} (kJ/kg)	Δh (J/kg)	Q_{re} (kW)
Chambre 1	495	3.146	1.284	9.64	69.25	59.61	1.380
Chambre 2	495	3.146	1.284	9.64		59.61	1.380
Chambre 3	495	3.146	1.293	8.48		60.77	1.416
Chambre 4	495	3.146	1.293	8.48		60.77	1.416
Chambre 5	171	5.353	1.384	-16		85.25	1.250
S A S	382.73	3.578	1.256	19.72		49.53	0.986

Tableau (II.13) : Apports par renouvellement d'air Q_{re}

II.5.3. Apports par ouvertures des portes :

La charge thermique par ouverture des portes s'obtient par la relation suivante :

$$Q_{op} = [8 + (0.067 \times \Delta T)] \times t_{ouv} \times \rho_{aa} \times l \times h \times \mathrm{A} \times C_{min}\ en\ (W)$$

Avec :

— A : un facteur qui se calcule comme suit :

$$\mathrm{A} = (h_{ae} - h_{aa}) \times \sqrt{h \times \left(1 - \frac{\rho_{ae}}{\rho_{aa}}\right)}$$

— $C_{min} = 1$ dans le cas d'une porte sans rideau et $C_{min} = 0.25$ en présence d'un rideau

Le temps d'ouverture est calculé par la relation suivante :

$$t_{ouv} = d_t \times \frac{f_j}{24}$$

— Les valeurs de d_t sont inscrites dans le Tableau (A2).

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

La contenance totale C d'une chambre froide peut être calculée suivant la formule suivante :

$$C = A \times H \times d_e \times \eta_0$$

— Les valeurs de η_0 sont inscrites dans le Tableau (A3).

Le flux journalier est calculé selon la formule suivante :

$$f_j = \frac{C}{1000} \times 0.25$$

Exemple de calcul :

L'exemple de calcul est la chambre 1 :

- Calcul de la contenance de la chambre froide (C) :
  - $\rightarrow C = A \times H \times d_e \times \eta_0$;
  - $\rightarrow C = 90 \times 4 \times 450 \times 0.65$;
  - $\rightarrow C = 105300\ kg.$
- Calcul de flux journalier de marchandises (f_j) :
  - $\rightarrow f_j = \frac{105300}{1000} \times 0.25$;
  - $\rightarrow f_j = 26.325\ tonne/j.$
- Calcul du temps d'ouverture de porte de chambre froid (t_{ouv}) :
  - $\rightarrow t_{ouv} = d_t \times \frac{f_j}{24}$;
  - $\rightarrow t_{ouv} = 6 \times \frac{26.325}{24}$;
  - $\rightarrow t_{ouv} = 6.58\ mn/h.$

Les calculs de t_{ouv} sont représentés dans le tableau suivant :

	d_t *(mn/t)*	A *(m^2)*	H *(m)*	d_e *(Kg/m^3)*	η_0	C *(Kg)*	f_j *(tonne/j)*	t_{ouv} *(mn/h)*
Chambre 1	6	90	4	450	0.65	105300	26.325	6.58
Chambre 2		90	4	450	0.65	105300	26.325	6.58
Chambre 3		90	4	350	0.65	81900	20.475	5.12
Chambre 4		90	4	350	0.65	81900	20.475	5.12
Chambre 5		45	2.5	300	0.75	25313	6.328	1.58
S A S		109.35	2	450	0.45	44287	11.071	2.76

Tableau (II.14) : Temps d'ouverture des portes

- Calcul de la charge thermique par ouverture des portes Q_{op} :
  - $\rightarrow Q_{op} = 8 + (0.067 \times \Delta T) \times t_{ouv} \times \rho_{aa} \times l \times h \times \mathrm{A} \times C_{min}$;
  - $\rightarrow Q_{op} = 8 + [0.067 \times (8 - 2)] \times 6.58 \times 1.284 \times 1.8 \times 2 \times 2.1 \times 1$;
  - $\rightarrow Q_{op} = 538.06\ W = 0.538\ KW.$

Les résultats sont résumés dans le tableau ci-dessous :

	ΔT	t_{ouv} *(mn/h)*	l	h	h_{ae}	h_{aa}	ρ_{ae} *(Kg/m³)*	ρ_{aa} *(Kg/m³)*	A	C_{min}	Q_{op} *(W)*
Chambre 1	6	6.58	1.8	2	19.72	9.64	1.256	1.284	2.10	1	538.06
Chambre 2	6	6.58	1.8	2	19.72	9.64	1.256	1.284	2.10		538.06
Chambre 3	8	5.12	1.8	2	19.72	8.48	1.256	1.293	2.69		546.89
Chambre 4	8	5.12	1.8	2	19.72	8.48	1.256	1.293	2.69		546.89
Chambre 5	46	1.58	1.8	2	70.7	-16	1.145	1.384	50.95		3751.16
S A S	20	2.76	2.2	2	70.7	19.72	1.145	1.256	21.43		3633.25

Tableau (II.15) : Charge thermique par ouvertures des portes

II.6. Calcul des apports internes :

II.6.1. Apports par l'introduction des denrées :

Les produits introduits se trouvent presque toujours à une température supérieure à la température de la chambre froide. Ils dégagent une certaine quantité de chaleur aussi longtemps que leur température n'est pas tombée à la température d'entreposage.

La charge due aux produits entrants est donnée par la formule suivante :

$$Q_{de} = \frac{m_j \times \left[\left[C_{p_{av}} \times (T_1 - T_2)\right] + L_{eg} + \left[C_{p_{ap}} \times (T_2 - T_3)\right]\right]}{86400} \; en\ (kW)$$

Lorsqu'il ne s'agit que de denrées non congelées à réfrigérer, la formule ci-dessus se résume à :

$$Q_{de} = \frac{m_h \times C_{p_{av}} \times (T_1 - T_2)}{86400} \; en\ (kW)$$

Dans ce cas de figure, T_2 est la température d'entreposage des denrées (T_2 est supérieure à la température de congélation de la denrée introduite).

Exemple de calcul :

Nous avons choisi la chambre 5 comme l'exemple de calcul :

$$\rightarrow Q_{de} = \frac{m_h \times \left[\left[C_{p_{av}} \times (T_1 - T_2)\right] + L_{eg} + \left[C_{p_{ap}} \times (T_2 - T_3)\right]\right]}{86400} ;$$

$$\rightarrow Q_{de} = \frac{6000 \times \left[\left[3.308 \times [8 - (-2.78)]\right] + 220.97 + \left[1.758 \times [(-2.78) - (-18)]\right]\right]}{86400} ;$$

$\rightarrow Q_{de} = \frac{6000 \times 283.387}{86400}$;

$\rightarrow Q_{de} = 19.68\,KW = 19679.65\,W.$

Les tableaux (II.16) et (II.17) représentent les valeurs de Q_{de} dans les chambres froides positives et la chambre froide négative, respectivement :

	m_j *(kg/j)*	$C_{p_{av}}$ *(kJ/kg°C)*	T_1 *(°C)*	T_2 *(°C)*	Q_{de} *(kW)*
Chambre 1	8400	3.744	8	2	2.184
Chambre 2	8400	3.744	8	2	2.184
Chambre 3	9240	3.809	8	0	3.259
Chambre 4	9240	3.809	8	0	3.259

Tableau (II.16) : Charges dues aux produits entrants dans les chambres froides positives

	m_j *(kg/j)*	$C_{p_{av}}$ *(kJ/kg°C)*	$C_{p_{ap}}$ *(kJ/kg°C)*	T_1 *(°C)*	T_2 *(°C)*	T_3 *(°C)*	L_{eg} *(J/kg)*	Q_{de} *(kW)*
Chambre 5	6000	3.308	1.758	8	-2.78	-18	220.97	19.679

Tableau (II.17) : Charge due aux produits entrants dans la chambre froide négative

II.6.2. Apports par la respiration :

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

$$Q_{resp} = \frac{m \times q_{resp}}{86400}\ en\ (kW)$$

— Pour l'oignon : $q_{resp} = 250\,kJ/tonne \cdot h = 6\ kJ/kg \cdot jour$ (Tableau (A5))

— Pour la poire : $q_{resp} = 53\,kJ/tonne \cdot h = 1.272\ kJ/kg \cdot jour$ (Tableau (A5))

	m *(kg)*	q_{resp} $(kJ/kg \cdot jour)$	Q_{resp} *(kW)*
Chambre 1	84000	6	5.833
Chambre 2	84000	6	5.833
Chambre 3	92400	1.272	1.360
Chambre 4	92400	1.272	1.360

Tableau (II.18) : Apports par la respiration

II.6.3. Apports par l'activité des travailleurs :

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

$$Q_{per} = \frac{n \times q_{per} \times t}{24} \; en \; (W)$$

— t : durée de présence de chaque personne dans la chambre froide en *(h/j).*

Le métabolisme d'une personne en activité dans une chambre froide est lié à la température intérieure de celle-ci. Le tableau annexe 4 ci-dessous donne le métabolisme d'une personne en activité dans une chambre froide en fonction de la température de celle-ci.

Les résultats sont résumés dans le tableau suivant :

	$\boldsymbol{n}$	$\boldsymbol{q_{per}}$ *(W)*	$\boldsymbol{t}$ *(h/jour)*	$\boldsymbol{Q_{per}}$ *(W)*
Chambre 1	4	258	3	129
Chambre 2	4	258	3	129
Chambre 3	4	270	3	135
Chambre 4	4	270	3	135
Chambre 5	3	378	3	141.75
S A S	8	222	6	444

Tableau (II.19) : Charges thermiques dues aux personnes

II.6.4. Apports dues à des machines roulantes :

La charge thermique due au matériel roulant se calcule comme suit :

$$Q_{mr} = \frac{n \times P \times t}{24} \; en \; (W)$$

— t : durée de fonctionnement du matériel roulant en *(h/j).*

Dans notre cas, les marchandises sont transportées manuellement, ce qui élimine la notion de machines roulantes. Ainsi, Q_{mr} est égal à 0 W.

II.6.5. Apports dues au système d'éclairage :

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

L'éclairement nominal habituellement prévu oscille entre 60 et 100 lux ce qui fait que l'on peut adopter une charge thermique d'environ 6 W/m^2.

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

$$Q_{ec} = \frac{P \times t}{24} \times S_{pl}\ en\ (W)$$

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

Le tableau suivant contient les résultats du calcul de Q_{ec} :

	$\boldsymbol{P}$ *(W/m²)*	$\boldsymbol{t}$ *(h)*	$\boldsymbol{S_{pl}}$ *(m²)*	$\boldsymbol{Q_{ec}}$ *(W)*
Chambre 1	6	4	90	90
Chambre 2			90	90
Chambre 3			90	90
Chambre 4			90	90
Chambre 5			45	45
S A S		8	109.35	218.7

Tableau (II.20) : Charges thermiques dues à l'éclairage

II.6.6. Apports dues au rafraîchissement de l'emballage :

La charge thermique due au rafraîchissement de l'emballage se calcule comme suit :

$$Q_{em} = \frac{m_{em} \times C_{p_{em}} \times (T_{em} - T_{cf})}{86400}\ en\ (kW)$$

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

$$m_{em} = N_c \times m_c$$

Exemple de calcul :

L'exemple de calcul est la chambre 1 :

- Calcul de débit d'emballage :
  $\rightarrow\ m_{em} = N_c \times m_c$;
  $\rightarrow\ m_{em} = 420 \times 1.75$;
  $\rightarrow\ m_{em} = 735$ *(kg/j).*
- Calcul de la charge thermique due au rafraîchissement de l'emballage :
  $\rightarrow\ Q_{em} = \frac{m_{em} \times C_{p_{em}} \times (T_{em} - T_{cf})}{86400}$

$\rightarrow Q_{em} = \frac{735 \times 2.3 \times (8-2)}{86400}$

$\rightarrow Q_{em} = \frac{10143}{86400}$

$\rightarrow Q_{em} = 0.117\ kW$

Les résultats sont résumés dans le tableau suivant :

	N_c	m_c (kg)	m_{em} (kg/j)	$C_{p_{em}}$ (kJ/kg. °K)	T_{em} (°C)	T_{cf} (°C)	Q_{em} (kW)
Chambre 1	420	1.75	735	2.3	8	2	0.117
Chambre 2	420		735		8	2	0.117
Chambre 3	420		735		8	0	0.157
Chambre 4	420		735		8	0	0.157
Chambre 5	300		525		8	-18	0.363

Tableau (II.21) : Charges thermiques dues au rafraîchissement de l'emballage

II.7. Puissances frigorifiques de l'évaporateur :

II.7.1. Puissance frigorifique prévisionnelle :

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

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

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{de} + Q_{resp} + Q_{per} + Q_{mr} + Q_{ec} + Q_{em}$$

En désignant par t_{inst} la durée journalière de fonctionnement de l'installation frigorifique en heures, la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur P_{int} (en W) s'écrit :

$$P_{int} = \frac{Q_{int} \times 24}{t_{inst}}$$

En général la durée de marche de l'installation frigorifique (t_{inst}) est de 18 heures par jour pour les produits congelés et de 16 heures par jour dans les autres cas.

La puissance effective doit intégrer le calcul des charges dues aux moteurs des ventilateurs et aux résistances de dégivrage.

Ces charges nécessitent de connaître le nombre et le type d'évaporateurs prévus (indications qui seront normalement connues qu'une fois le bilan frigorifique établi).

La détermination provisoire des évaporateurs se fait à partir du calcul de la puissance frigorifique prévisionnelle P_{prev} en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire.

Le tableau suivant donne les valeurs de Q_{int} pour chaque chambre et le SAS :

	Q_{tr} (kW)	Q_{re} (kW)	Q_{op} (kW)	Q_{de} (kW)	Q_{resp} (kW)	Q_{per} (kW)	Q_{ec} (kW)	Q_{em} (kW)	Q_{int} (kW)
Chambre 1	2.750	1.380	0.538	2.184	5.833	0.129	0.090	0.117	13.021
Chambre 2	1.926	1.380	0.538	2.184	5.833	0.129	0.090	0.117	12.197
Chambre 3	2.244	1.416	0.547	3.259	1.360	0.135	0.090	0.157	9.208
Chambre 4	3.096	1.416	0.547	3.259	1.360	0.135	0.090	0.157	10.060
Chambre 5	1.562	1.250	3.751	19.68		0.142	0.045	0.363	26.793
S A S	1.880	0.986	3.633			0.444	0.219		7.162

Tableau (II.22) : Charges frigorifiques intermédiaires

Les valeurs de P_{int} et P_{prev} sont présentées dans le tableau suivant :

	Q_{int} (kW)	t_{inst} (h)	$Q0_{int}$ (kW)	$Q0_{prév}$ (kW)
Chambre 1	13.021	16	19.531	23.438
Chambre 2	12.197		18.295	21.954
Chambre 3	9.208		13.811	16.574
Chambre 4	10.060		15.089	18.107
Chambre 5	26.793	18	35.724	42.868
S A S	7.162	16	10.743	12.891

Tableau (II.23) : Puissances frigorifiques prévisionnelles

II.7.2. Apports dues aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs :

La charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs s'écrit :

$$Q_{vent} = \frac{n \times P \times t_{evap}}{t_{inst}}$$

— n : nombre de moteurs de ventilateurs.

II.7.3. Apports dues aux résistances de dégivrage :

La charge thermique due aux résistances de dégivrage s'écrit :

$$Q_{dég} = \frac{n \times P \times t_{dég}}{t_{inst}}$$

— n : nombre de résistances électriques ;
— La durée journalière de dégivrage est donnée par le tableau (A6).

II.7.4. Puissance frigorifique effective de l'évaporateur :

La puissance frigorifique effective de l'évaporateur s'obtient en ajoutant à la puissance frigorifique intermédiaire de celui-ci, les puissances dues aux charges thermiques des moteurs des ventilateurs et des résistances de dégivrage.

La puissance frigorifique effective de l'évaporateur s'écrit :

$$Q_0 = Q_{0_{int}} + Q_{vent} + Q_{dég}$$

Les valeurs de Q_{vent},$Q_{dég}$,et Q_0 sont présentées dans le tableau suivant :

	$Q_{0_{int}}$ *(KW)*	**Type d'évaporateur**	P_{vent}	Q_{vent} *(KW)*	$P_{dég}$ *(W)*	$Q_{dég}$ *(KW)*	Q_0 *(KW)*
Chambre 1	19.531	3C-E 4366 E	3×450	1.35	9720	0.608	21.489
Chambre 2	18.295	3C-A 4366 E	3×450	1.35	9720	0.608	20.253
Chambre 3	13.811	3C-A 4364 C	3×450	1.35	9720	0.608	15.769
Chambre 4	15.089	3C-E 4364 E	3×450	1.35	9720	0.608	17.047
Chambre 5	35.724	NKH 3x8Y C1 S	3×800	2.4	24000	2.667	40.790
SAS	10.743	3C-A 4265 R	2×450	0.9			11.643

Tableau (II.24) : Puissance frigorifique effective de l'évaporateur

II.8. Vérification de la température du SAS :

On a supposé que la température du SAS soit égale à 8 °C. Après avoir déterminé le coefficient d'échange de chaleur globale, on peut calculer la température réelle du SAS (T_{SAS}).

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

$$\sum Q_{tr}\,(entrants) = \sum Q_{tr}\,(sortants)$$

$$\sum K_{ext} \times S_{ext} \times (T_e - T_{SAS}) = \sum K_{int} \times S_{int} \times (T_{SAS} - T_{int})$$

Note : Le plancher et le plafond sont considérés comme parois extérieures.

Les valeurs de K, S et T ont été obtenues à partir du Tableau II.13. En simplifiant la formule ci-dessus, nous obtenons la formule suivante :

$$T_{SAS} = \frac{\sum K_{ext} \times S_{ext} \times T_e + \sum K_{int} \times S_{int} \times T_i}{\sum K_{ext} \times S_{ext} + \sum K_{int} \times S_{int}}$$

$$T_{SAS} = \frac{3147.93}{158.46}$$

$$T_{SAS} \approx 20\,°C$$

On remarque que la différence entre la valeur réelle et celle supposée est considérable. Ce qui signifie qu'un système de conditionnement d'air est requis.

Chapitre III :

Calcul thermodynamique, et choix des systèmes frigorifiques

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons étudier les caractéristiques thermodynamiques des cycles frigorifiques, conformément aux machines de production du froid mono-étagées et bi-étagées, en relation avec les applications retenues pour notre étude.

III.2. Choix des moyens de production du froid :

Le procédé le plus utilisé dans la production du froid est l'évaporation de fluide (les machines frigorifiques à compression de vapeur), grâce à sa capacité à répondre à des besoins commerciaux, industriels ou domestiques.

On distingue deux types d'installations :

- **Les installations centralisées :** la production est assurée par une seule machine de puissance suffisante pour couvrir les besoins.
- **Les installations décentralisées :** ici, chaque chambre a son propre groupe. Si la chambre est grande, on peut la refroidir avec plusieurs groupes en parallèle ou en série.

III.3. Choix du fluide frigorigène :

Il est nécessaire d'utiliser un fluide performant pour l'absorption de la chaleur au moment de sa vaporisation. On appelle ces fluides les fluides frigorigènes.

III.3.1. Classification des fluides frigorigènes :

Les fluides frigorigènes utilisés dans la machine à compression mécanique sont divisés en quatre groupes :

⇒ **Les chlorofluorocarbures (CFC) :** ce sont les plus connus des hydrocarbures halogénés. Complètement substitués par chlore ou du fluor, ces hydrocarbures ne contiennent plus d'hydrogène. Ils sont dangereux pour la couche d'ozone.

⇒ **Les hydro chlorofluorocarbures (HCFC) :** Il s'agit de la seconde génération d'hydrocarbures halogénés utilisés en tant que fluides frigorigènes. Ce sont des composés chimiques formés de chlore, de fluor, d'hydrogène et de carbone. Ils sont voués à disparaitre du fait de leur impact environnemental (couche d'ozone).

⇒ **Les hydrofluorocarbures (HFC) :** les HFC sont composés de fluor, d'hydrogène et de carbone. Ils constituent la troisième génération d'hydrocarbures halogénés utilisés en tant que fluides frigorigènes. Utilisés actuellement dans les installations neuves (purs ou sous forme de mélange), ils ne présentent pas de dangers pour la couche d'ozone, mais ils peuvent contribuer à l'effet de serre. En raison de leur fort PRP, certains seront de moins en moins utilisés.

⇒ **Les hydrofluoro-oléfine (HFO) :** les HFO sont composées de fluor, d'hydrogène et de carbone comme les HFC. Elles ont en revanche au moins trois atomes de carbone et au moins une insaturation. Utilisées actuellement dans les installations neuves (pures ou en mélange) en substitution des autres fluides frigorigènes, elles ne présentent pas de dangers pour la couche d'ozone, et contribuent peu à l'effet de serre (GWP < 6). (Heredia-Aricapa et al., 2019)

III.3.2. Critères de choix des fluides frigorigènes :

Lors du choix d'un fluide frigorigène pour l'installation, il est essentiel de prendre en compte plusieurs critères :

⇒ **Critères thermodynamiques :**

1. Température d'ébullition.
2. Température critique.
3. Pression du cycle frigorifique.
4. Echauffement des vapeurs au cours de la compression.
5. Production frigorifique volumique.

⇒ **Critères de sécurité :**

6. Action sur les denrées.
7. Action sur la toxicité.
8. Inflammabilité de la vapeur de frigorigène dans l'air.
9. Action sur l'environnement (ozone, effet de serre).
10. Action biologique.

⇒ **Critères techniques :**

11. Action sur les métaux.
12. Action sur les matières plastiques et élastomères.
13. Action sur les isolants électriques.
14. Conductivité sur les huiles.
15. Comportement en présence d'eau.
16. Stabilité thermique.
17. Efficacité des échanges thermiques.
18. Aptitudes aux fuites.
19. Détection, puis localisation des fuites.

⇒ **Critères économiques :**

20. Prix.
21. Incidence du choix du frigorigène sur le prix de l'installation.
22. Disponibilité du frigorigène.

Au vu des critères mentionnés précédemment, le fluide frigorigène le plus adapté à nos systèmes est le R-404A.

III.3.3. Propriétés physico-chimiques du R-404A :

Les propriétés du R404A sont listées dans le tableau suivant :

Propriétés	**R404A**
Composition	R-125/143a/134a
Pourcentage de masse	(44.0/52.0/4.0)
Point d'ébullition [K]	226.9
Température critique [K]	345.3
Pression critique [kPa]	3734.9
Densité du liquide [kg m^{-3}]	1044.1
Densité de la vapeur [kg m^{-3}]	65.27
Chaleur latente [kJ kg^{-1}]	200.9
Cp liquide [kJ $kg^{-1}K^{-1}$]	1.542
Cp vapeur [kJ $kg^{-1}K^{-1}$]	1.221
Conductivité du liquide [mW $m^{-1}K^{-1}$]	62.71
Conductivité de la vapeur [mW $m^{-1}K^{-1}$]	17.00
Viscosité du liquide [µPa s^{-1}]	128.3
Viscosité de la vapeur [µPa s^{-1}]	12.23
PRG	3943

— PRG : potentiel de réchauffement global à 100 ans aussi appelé GWP 100a en anglais.

Tableau (III.1) : Propriétés du réfrigérant R404A

III.4. Principaux paramètres de fonctionnement du cycle :

III.4.1. Température de condensation :

La température de condensation est calculée par la relation suivante :

$$T_c = T_e + \Delta T$$

— Avec ΔT l'écart de température compris entre (8…10 °C).

III.4.2. Température d'évaporation :

La température d'évaporation peut être calculée à l'aide de la relation suivante :

$$T_{ev} = T_i - \Delta T$$

— ΔT : l'écart de température qui est donné en fonction de l'humidité relative et la température de la chambre froide. (Tableau (A7))

III.4.3. Pression de condensation et d'évaporation :

Les pressions de condensation et d'évaporation sont calculées à partir du diagramme enthalpique ($h - p$). Les pressions peuvent être déduites à partir de la température d'évaporation et de la température de condensation :

- Pression d'évaporation (isobare passant par la température d'évaporation).
- Pression de condensation (isobare passant par la température de condensation).

III.4.4. Taux de compression :

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

$$\tau_{comp} = \frac{p_c}{p_{ev}}$$

a) Si le taux de compression est inférieur à 6, notre machine frigorifique est mono-étagée.
b) Si le taux de compression est supérieur à 6, la machine est bi-étagée.

Dans le cas d'une machine frigorifique bi-étagée, ce critère vise à équilibrer les deux compresseurs. Il n'a pas de justification d'un point de vue purement thermodynamique (le travail pour deux compresseurs parfaits et celui pour un seul compresseur parfait seront légèrement différents en fonction du refroidissement intermédiaire), mais une justification du point de vue du rendement effectif : plus le taux de compression est élevé, plus le rendement effectif diminue.

Il est donc intéressant d'avoir des taux de compression voisins pour obtenir des rendements effectifs raisonnables sur les deux étages.

Les taux de compression s'écrivent :

- Pour étage basse pression : $\tau_B = {}^{p_i}/_{p_{ev}}$
- Pour étage haut pression : $\tau_H = {}^{p_c}/_{p_i}$

La condition $\tau_{basse} = \tau_{haut}$ conduit à la relation suivante :

$$p_i = \sqrt{p_{ev} \times p_c}$$

Exemple de calcul :

Pour ce calcul, nous avons pris l'exemple de la chambre 5.

- Calcul de la température de condensation :
  Ti = - 18 Tableau (I.3), Te = 34 (Tableau I.2)
  $\rightarrow T_c = T_e + \Delta T$
  $\rightarrow T_c = 34 + 9$
  $\rightarrow T_c = 41$ °C
- Calcul de la température d'évaporation T_{ev} :
  $\rightarrow T_{ev} = T_i - \Delta T$
  $\rightarrow T_{ev} = -18 - 6$
  $\rightarrow T_{ev} = -24$ °C

A partir du diagramme enthalpique, on obtient $p_c = 18.59\ bar$ et $p_{ev} = 2.57\ bar$

- Calcul le taux de compression τ_{comp} :

$\rightarrow \tau_{comp} = \frac{p_c}{p_{ev}}$

$\rightarrow \tau_{comp} = \frac{18.59}{2.57}$

$\rightarrow \tau_{comp} = 7.23$

Le taux de compression est supérieur à 6, ce qui signifie que la machine utilisée est bi-étagée.

- Calcul de la pression intermédiaire Pi :

$\rightarrow p_i = \sqrt{p_{ev} \times p_c}$

$\rightarrow p_i = \sqrt{2.57 \times 18.59}$

$\rightarrow p_i = 6.91\ bar$

Les résultats sont présentés dans le tableau suivant :

	T_c *(°C)*	T_{ev} *(°C)*	p_c *(bar)*	p_{ev} *(bar)*	τ_{comp}	N° d'étage	p_i *(bar)*
Chambre 1	41	-9	18.59	4.46	4.17	mono-étagée	
Chambre 2	41	-9	18.59	4.46	4.17	mono-étagée	
Chambre 3	41	-9	18.59	4.46	4.17	mono-étagée	
Chambre 4	41	-9	18.59	4.46	4.17	mono-étagée	
Chambre 5	41	-24	18.59	2.57	7.23	bi-étagée	6.91
S A S	41	-3	18.59	5.45	3.41	mono-étagée	

Tableau (III.2) : Paramètres de fonctionnement de l'installation

III.5. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres :

À partir de ces calculs, nous avons sélectionné les éléments suivants pour notre projet :

- Cinq machines à compression mécanique mono-étagée pour les chambres 1 à 4 et le SAS ;
- Une machine à compression mécanique bi-étagée à injection partielle pour la chambre 5.

III.5.1. Machines à compression mécanique mono-étagée :

Un seul étage de compression mécanique est suffisant pour produire du froid à des températures peu élevées.

Une machine frigorifique à compression mécanique mono-étagée se compose de quatre éléments essentiels : un compresseur, un condenseur, un détendeur et un évaporateur.

III.5.1.1. Fonctionnement d'un cycle frigorifique mono-étagée :

Le fonctionnement d'une machine de compression mécanique mono-étagée s'effectue en huit étapes, comme l'indique la figure (III.2) :

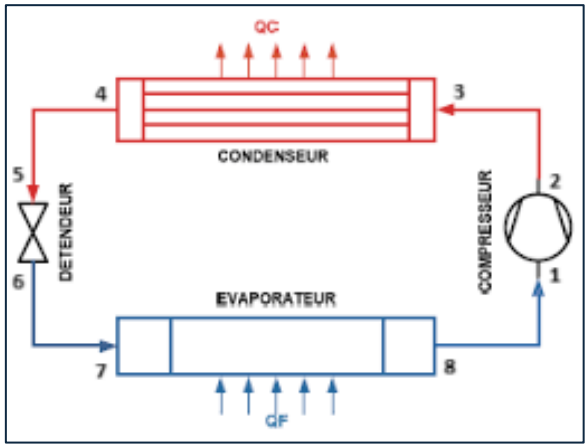


Figure (III.1) : Les composants d'une installation mono-étagée

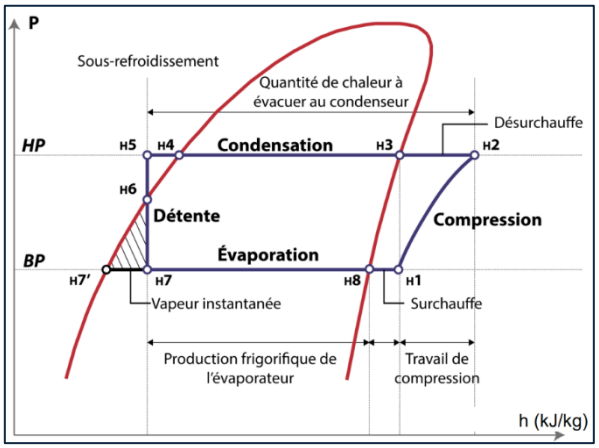


Figure (III.2) : Le cycle frigorifique d'une installation mono-étagée

⇒ De 1 à 2 : compression isentropique : le compresseur aspire le fluide à basse pression et à basse température, l'énergie mécanique de la compression va permettre une élévation de la pression et de la température ;

⇒ De 2 à 3 : désurchauffe des vapeurs refoulées par le compresseur ;

⇒ De 3 à 4, condensation isobare : les gaz chauds haute pression et haute température venant du compresseur se dirigent vers le condenseur. Le condenseur va permettre au fluide de se condenser par échange avec un fluide extérieur (air, eau). La vapeur se transforme progressivement en liquide.

⇒ De 4 à 5, sous-refroidissement : pour éviter la panne de compresseur le sous-refroidissement est utilisé pour empêcher la cavitation dans les vannes d'expansion, la cavitation peut être tout aussi destructive pour les vannes.

⇒ 6 à 7, détente isenthalpique : le liquide sous refroidi est vaporisé partiellement par abaissement brusque de la pression au passage de l 'orifice calibrée du détendeur. Il assure la modulation du débit du fluide dans l'évaporateur.

⇒ De 7 à 8, évaporation isobare : le fluide liquide provenant du détendeur va entrer en ébullition ou évaporation dans l'évaporateur en absorbant de la chaleur au fluide extérieur. Le fluide est ensuite aspiré par le compresseur pour un nouveau cycle.

⇒ De 8 à 1, surchauffe : la surchauffe est une nécessite pratique pour empêcher le liquide d'entrer dans le compresseur.

III.5.2. Machine à compression mécanique bi-étagée :

La compression bi-étagée consiste à amener le fluide frigorigène de la basse pression à la haute pression à partir de deux compresseurs montés en série ou d'un seul compresseur à deux étages de compression. Rappelons que, lorsque le taux de compression dépasse 8, le rendement volumétrique des compresseurs se dégrade de façon importante.

Le transfert de chaleur entre deux niveaux de température éloignés peut être réalisé par des machines économiquement viables si elles sont à compression bi-étagée.

III.5.2.1. Cycle bi-étagé à injection totale :

Le compresseur BP aspire les vapeurs formées dans l'évaporateur 9-10, à la pression P0. Il refoule ces vapeurs dans une bouteille intermédiaire à la pression Pi, où elles sont désurchauffées. Le compresseur HP aspire des vapeurs dans cette même bouteille et les refoule à la pression Pc. Après condensation, le fluide frigorigène est détendu de Pc à Pi, et le mélange liquide vapeur est introduit dans la bouteille intermédiaire.

Une fraction du débit liquide injecté s'évapore pour permettre la désurchauffe des vapeurs refoulées par le compresseur BP. Le débit liquide restant, à saturation, est alors détendu jusqu'à P0 et injecté dans l'évaporateur.

On crée donc une « source de chaleur » à la température Ti en fractionnant aussi la détente du fluide frigorigène de Pc à Pi, puis de Pi à P0 (détente bi-étagée). On peut ainsi assurer le refroidissement des vapeurs entre les deux étages de compression.

La bouteille intermédiaire reçoit l'intégralité du débit de liquide frigorigène formé dans le condenseur (d'où le nom d'injection totale). Les évolutions suivies par le fluide frigorigène sont tracées (figure III.4) :

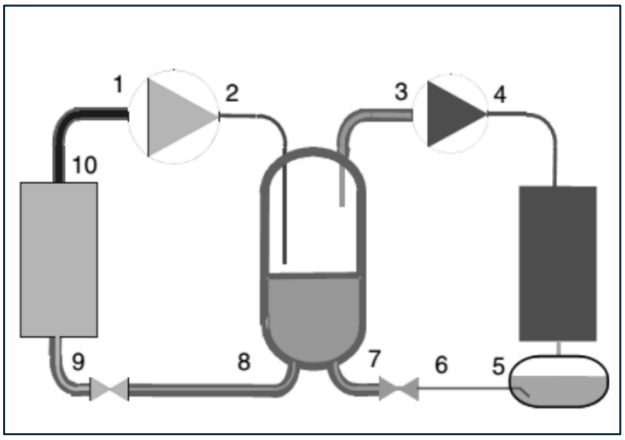


Figure (III.3) : Schéma d'une installation bi-étagée à injection totale

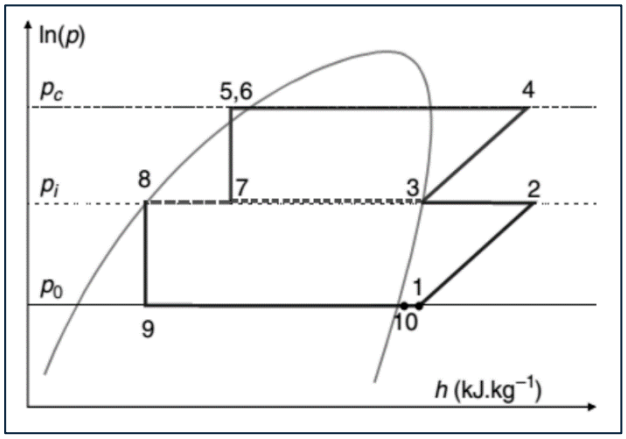


Figure (III.4) : Cycle bi-étagé à injection totale (cycle à compression et à détente bi-étagées)

⇒ De 1 à 2 : compression des vapeurs de P0 à Pi ;
⇒ De 2 à 3 : désurchauffe des vapeurs refoulées dans la bouteille intermédiaire. Cette désurchauffe est assurée par la vaporisation d'une faible fraction du liquide contenu dans la bouteille intermédiaire ;
⇒ De 3 à 4 : compression des vapeurs de Pi à Pc. Notons que le point 3 peut aussi correspondre à des vapeurs surchauffées (selon la qualité de l'isolation thermique) ;
⇒ De 4 à 5 : désurchauffe, condensation à Pc, et sous refroidissement du liquide formé ;
⇒ De 5 à 6 : sous-refroidissement et pertes de charge éventuelles dans la conduite liquide ;
⇒ De 6 à 7 : détente isenthalpique du liquide de Pc à Pi ;
⇒ De 7 à 8 : séparation du liquide dans la bouteille intermédiaire ;
⇒ De 8 à 9 : détente du liquide saturant de Pi à P0 ;

⇒ De 9 à 10 : vaporisation sous la pression P0 ;
⇒ De 10 à 1 : surchauffe et chutes de pression éventuelles dans la tuyauterie d'aspiration ;
⇒ De 7 à 3 : séparation des vapeurs dans la bouteille intermédiaire ; aspiration par le compresseur HP.

III.5.2.2. Cycle bi-étagé à injection partielle :

Le détendeur BP n'est plus alimenté à partir de la bouteille intermédiaire sous la pression Pi, mais par du liquide à la pression Pc. Cependant, avec du liquide pris directement à la sortie du condenseur, la production frigorifique massique serait trop faible. Pour augmenter cette grandeur, on augmente le sous-refroidissement du débit massique BP grâce à un échangeur sous-refroidisseur placé dans le liquide contenu dans la bouteille intermédiaire (figure III.5).

La bouteille intermédiaire ne reçoit qu'une fraction du débit de liquide formé dans le condenseur, d'où le nom d'injection partielle. Les transformations suivies par le fluide frigorigène sont décrites (figure III.6) :

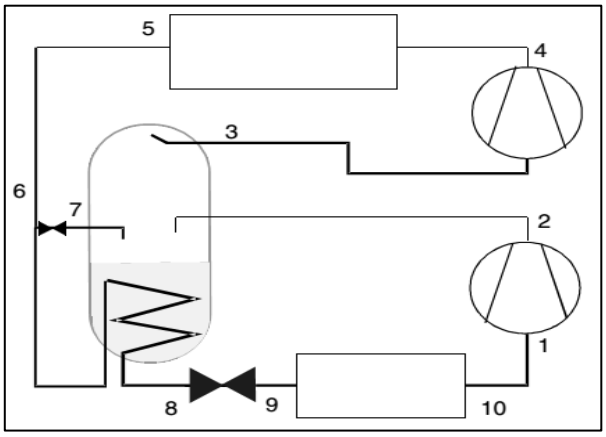


Figure (III.5) : Schéma d'une installation bi-étagée à injection partielle

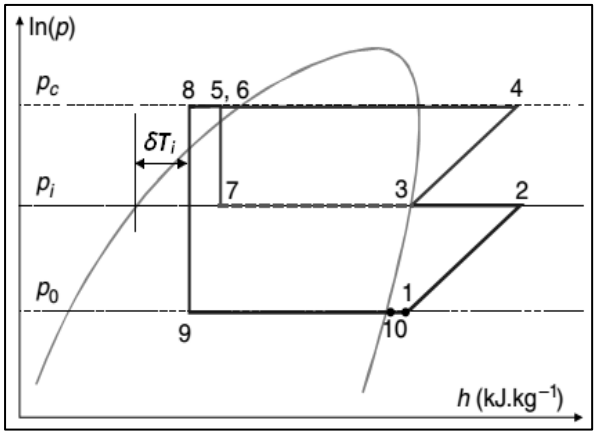


Figure (III.6) : Cycle bi-étagé à injection partielle

⇒ De 1 à 2 : compression des vapeurs de P0 à Pi ;
⇒ De 2 à 3 : désurchauffe des vapeurs refoulées dans la bouteille intermédiaire. Cette désurchauffe est assurée par la vaporisation d'une faible fraction du liquide contenu dans la bouteille ;
⇒ De 3 à 4 : compression des vapeurs de Pi à Pc. Notons que le point 3 peut aussi correspondre à des vapeurs surchauffées (selon la qualité de l'isolation thermique) ;
⇒ De 4 à 5 : désurchauffe, condensation à Pc, et sous-refroidissement du liquide formé ;
⇒ De 5 à 6 : sous-refroidissement et pertes de charges éventuelles dans la conduite liquide ;
⇒ De 6 à 7 : détente isenthalpique d'une partie du débit liquide de Pc à Pi ;
⇒ De 7 à 3 : séparation des vapeurs dans la bouteille intermédiaire, aspiration compresseur HP ;
⇒ De 5 à 8 : sous-refroidissement du débit masse HP dans la bouteille intermédiaire. Ce sous-refroidissement ne permet pas d'atteindre la température intermédiaire ;
⇒ De 8 à 9 : détente isenthalpique du liquide sous-refroidi ;
⇒ De 9 à 10 : évaporation du débit masse BP ;

⇒ De 10 à 1 : surchauffe et chutes de pression éventuelles dans la tuyauterie d'aspiration.

Contrairement au cas précédent, la détente du débit massique alimentant l'évaporateur n'est pas fractionnée : il s'agit d'une détente mono-étagée entre Pc et P0.

III.6. Bilans frigorifiques des installations mono-étagées :

À partir des paramètres déterminés sur le diagramme enthalpique, il est possible de calculer les débits massiques et volumiques, ainsi que les différentes puissances des composants de chaque installation.

III.6.1. Détermination des caractéristiques principales :

a) Débit massique du fluide frigorigène : le débit massique du fluide frigorigène est le rapport entre la puissance frigorifique massique et la puissance effective de l'évaporateur :

$$q_m = \frac{Q_0}{h_1 - h_7}$$

b) Débit volumique du fluide frigorigène : le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur est le produit entre le débit massique et le volume spécifique :

$$q_v = q_m \times V_1$$

c) 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 :

$$P_{th} = q_m \times (h_2 - h_1)$$

d) La quantité de chaleur dégagée par le condenseur : cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$$Q_c = q_m \times (h_5 - h_2)$$

e) 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 :

$$COP = \frac{Q_0}{P_{th}}$$

f) Vérification du bilan frigorifique de l'installation : après le calcul du bilan, il faut vérifier que l'égalité suivante est satisfaite : En effet, la somme de la puissance effective de l'évaporateur et de la puissance théorique du compresseur doit être égale à la quantité de chaleur dégagée par le condenseur. ($Q_c = Q_0 + P_{th}$)

III.6.2. Le tracé du cycle frigorifique de la machine mono-étagée :

La surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur peut atteindre la valeur de 5 °C. le sous-refroidissement atteindre la valeur de 5 °C. Le tracé du cycle frigorifique à partir du logiciel frigorifique ***Solkane*** est représenté sur le diagramme enthalpique.

Cycle frigorifique pour les chambres 01,02,03,04 :

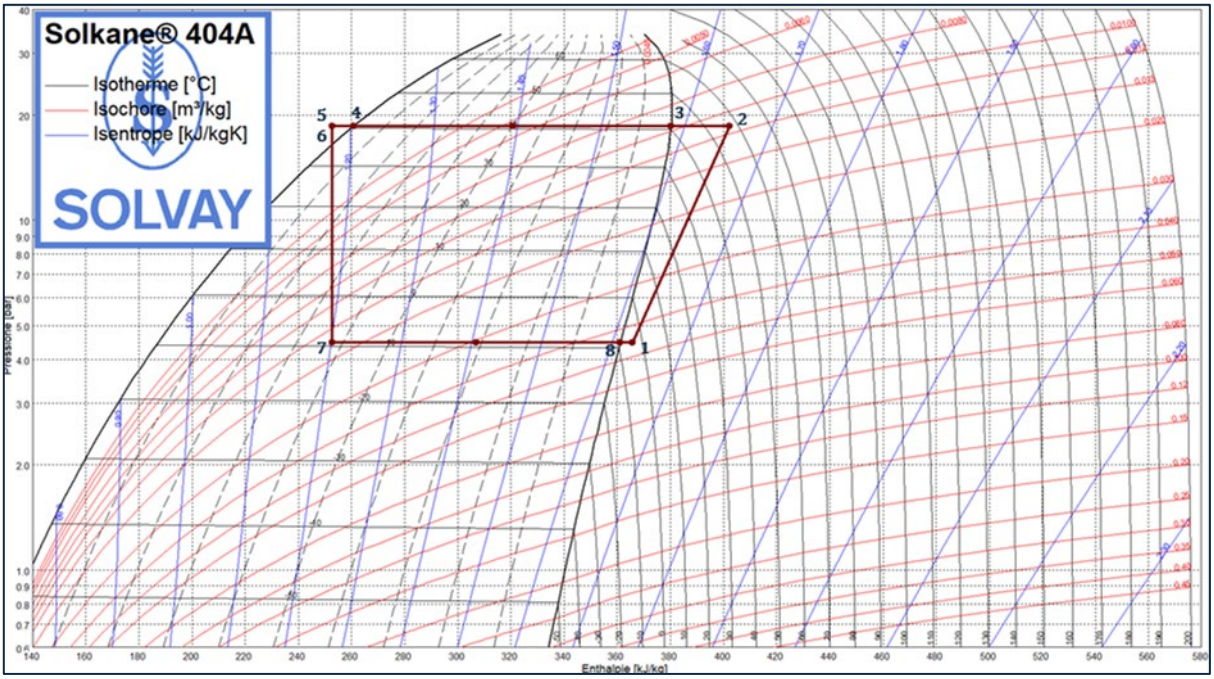


Figure (III.7) : Diagramme enthalpique (chambres 01,02,03,04)

Le tableau (III.4) indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono-étagée pour les chambres 01,02,03,04 ; les données sont tirées de la figure précédente :

Points	Pression *(bar)*	Température *(°C)*	Enthalpie spécifique *(kJ/kg)*	Volume spécifique *(dm³/kg)*	Entropie spécifique *(kJ/°K.kg)*	Titre de vapeur
1	4.46	-4	365.88	45.45	1.6297	1
2	18.59	57.44	402.31	11.30	1.6519	1
3	18.59	41	380.30	9.57	1.5836	1
4	18.59	40.67	260.85	1.04	1.2038	0
5, 6	18.59	35.67	252.69	1.01	1.1774	0
7	4.46	-9.35	252.69	17.17	1.2012	0.377
8	4.46	-9	361.21	44.13	1.6122	1

Tableau (III.3) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (chambre 01,02,03,04)

Cycle frigorifique pour le SAS :

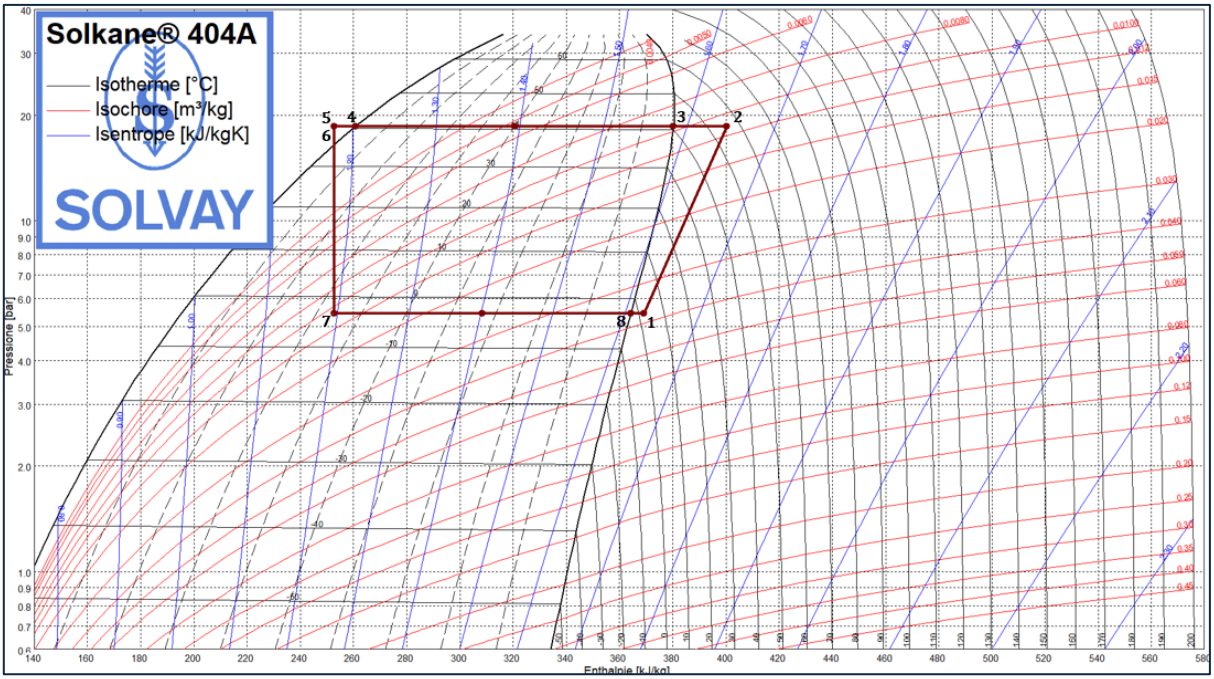


Figure (III.8) : Diagramme enthalpique (SAS)

Le tableau (III.5) indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono-étagée pour le SAS ; les données sont tirées de la figure précédente :

Points	Pression *(bar)*	Température *(°C)*	Enthalpie spécifique *(kJ/kg)*	Volume spécifique *(dm³/kg)*	Entropie spécifique *(kJ/°K.kg)*	Titre de vapeur
1	5.45	2	369.13	37.29	1.6266	1
2	18.59	55.81	400.27	11.14	1.6457	1
3	18.59	41	380.30	9.57	1.5836	1
4	18.59	40.67	260.85	1.04	1.2038	0
5, 6	18.59	35.67	252.69	1.01	1.1774	0
7	5.45	-3.35	252.69	11.21	1.1952	0.340
8	5.45	-3	364.29	36.16	1.6089	1

Tableau (III.4) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A SAS

Le tableau (III.6) présente le résultat du calcul :

	Q_0 *(kW)*	q_m *(kg/s)*	q_v *(m^3/s)*	P_{th} *(kW)*	Q_c *(kW)*	$Q_0 + P_{th}$ *(kW)*	COP
Chambre 1	21.49	0.1898	0.0086	6.92	28.41	28.41	3.11
Chambre 2	20.25	0.1789	0.0081	6.52	26.77	26.77	3.11
Chambre 3	15.77	0.1393	0.0063	5.08	20.84	20.84	3.11
Chambre 4	17.05	0.1506	0.0068	5.49	22.53	22.53	3.11
SAS	11.64	0.1000	0.0037	3.11	14.76	14.76	3.74

Tableau (III.5) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée

III.7. Bilan frigorifique de l'installation bi-étagée :

III.7.1. Détermination des caractéristiques principales :

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

a) **Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur BP :** il est calculé par la relation suivante :

$$q_{m_{BP}} = \frac{Q_0}{h_1 - h_9}$$

b) **Débit volumique que doit aspirer le compresseur BP :** le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur est calculé par la relation suivante :

$$q_{v_{BP}} = q_{m_{BP}} \times V_1$$

c) **La puissance théorique consommée par le compresseur BP :** elle est calculée par la formule ci-dessous :

$$P_{th_{BP}} = q_{m_{BP}} \times (h_2 - h_1)$$

d) **Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur HP :** on déduit ce dernier d'un bilan enthalpique sur la bouteille séparatrice (figure III.9) :

$$q_{m_{BP}} h_2 + (q_{m_{HP}} - q_{m_{BP}}) h_6 + q_{m_{BP}} h_6 = q_{m_{HP}} h_3 + q_{m_{BP}} h_9$$

$$q_{m_{HP}} h_3 - q_{m_{HP}} h_6 = q_{m_{BP}} h_2 + q_{m_{BP}} h_6 - q_{m_{BP}} h_6 - q_{m_{BP}} h_9$$

$$q_{m_{HP}} (h_3 - h_6) = q_{m_{BP}} (h_2 - h_9)$$

Il vient :

$$q_{m_{HP}} = q_{m_{BP}} \frac{h_2 - h_9}{h_3 - h_6}$$

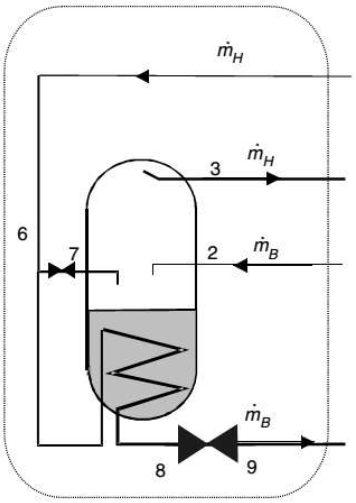


Figure (III.9) : Bouteille intermédiaire

e) **Débit volumique que doit aspirer le compresseur HP :** le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par compresseur haute pression est calculé par la relation suivante :

$$q_{v_{HP}} = q_{m_{HP}} \times V_3$$

f) **La puissance théorique consommée par compresseur HP :** elle est calculée par la formule ci-dessous :

$$P_{th_{HP}} = q_{m_{HP}} \times (h_4 - h_3)$$

g) **La quantité de chaleur dégagée par le condenseur :** cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$$Q_c = q_{m_{HP}} \times (h_4 - h_6)$$

h) **Le coefficient de performance (COP) :** le COP de l'installation s'exprime par :

$$COP = \frac{Q_0}{P_{th_{BP}} + P_{th_{HP}}}$$

i) **Vérification du bilan frigorifique de l'installation :** après le calcul du bilan on doit faire une vérification par l'égalité suivante : la somme de la puissance effective de l'évaporateur et la puissance théorique du compresseur basse et haute pression égale la quantité de chaleur dégagée par le condenseur ($Q_c = Q_0 + P_{th_{BP}} + P_{th_{HP}}$).

III.7.2. Le tracé du cycle frigorifique de la machine bi-étagée :

Le fluide frigorigène à l'état de vapeur saturée (point 10) aura une surchauffe à partir de la sortie de l'évaporateur jusqu'à l'entrée du compresseur au point 1, cette surchauffe peuvent atteindre la valeur de 5 °C. Le sous-refroidissement s'effectue à la sortie du condenseur avec une valeur d'environ 5 °C. Le sous-refroidissement supplémentaire correspond à une valeur de 8 °C.

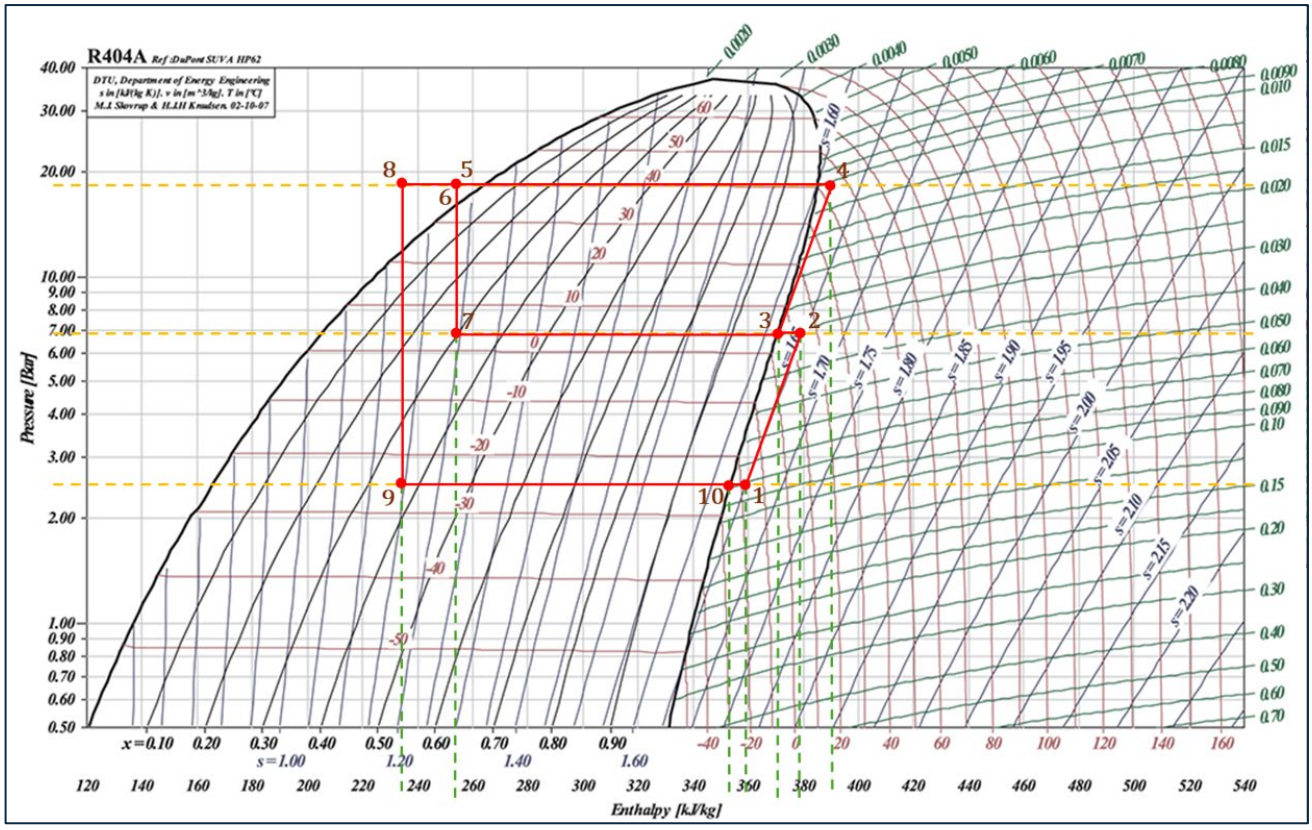


Figure (III.10) : Diagramme enthalpique (chambre 5)

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 le SAS ; les données sont tirées de la figure précédente :

Points	Pression *(bar)*	Température *(°C)*	Enthalpie spécifique *(kJ/kg)*	Volume spécifique *(dm³/kg)*	Entropie spécifique *(kJ/°K.kg)*	Titre de vapeur
1	2.57	-19	359	0,081	1,6510	1
2	6.92	11	378	0.032	1.6480	1
3	6.92	4	372	0.029	1,6059	1
4	18.59	41	391	0.011	1.6320	1
5, 6	18.59	36	253			0
7	6.92	4	253			0.30
8	18.59	24	236			0
9	2.57	-24	236			0.370
10	2.57	-24	352	0,075	1,6219	1

Tableau (III.6) : L'évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (chambre 5)

Le tableau (III.8) présente le résultat du calcul :

Q_0 *(kW)*	$q_{m_{BP}}$ *(kg/s)*	$q_{v_{BP}}$ *(m^3/s)*	$P_{th_{BP}}$ *(kW)*	$q_{m_{HP}}$ *(kg/s)*	$q_{v_{HP}}$ *(m^3/s)*	$P_{th_{HP}}$ *(kW)*	Q_c *(kW)*	COP
40.79	0.3316	0.0269	6.30	0.3957	0.0115	7.52	54.61	2.95

Tableau (III.7) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée (chambre 5)

- Vérification du bilan frigorifique de l'installation :
  $\rightarrow Q_0 + P_{th_{BP}} + P_{th_{HP}} = 43.47 + 6.71 + 8.01 = 58.19\ kW$

Chapitre IV :

Choix et sélectionnement des composants de l'installation

IV.1. Introduction :

Les machines frigorifiques contiennent quatre éléments essentiels : le compresseur, qui augmente la pression du gaz ; le condenseur, qui assure la transformation du fluide frigorigène de l'état gazeux à l'état liquide ; le détendeur, qui est un régulateur de débit ; et l'évaporateur, où se produit le froid. Outre les éléments énumérés ci-dessus, la machine frigorifique doit comprendre un certain nombre d'autres composants essentiels à son bon fonctionnement.

Dans ce chapitre, on va choisir les matériaux appropriés pour chaque chambre après avoir appris leur rôle, leur fonction et leur type.

IV.2. Compresseur :

Le compresseur est le cœur de la machine frigorifique, son rôle est d'aspiré les vapeurs à basse pression et à basse température, issus de l'évaporateur. L'énergie mécanique de la compression va permettre une élévation de la pression et de la température.

La différence de pression va permettre au fluide de circuler dans le circuit frigorifique.

IV.2.1. Différentes technologies de compresseur suivant sa conception :

Lorsqu'on parle de compresseur, on sous-entend moto compresseur, le compresseur étant la partie mécanique entraînée par un moteur.

Suivant le type de liaison ou d'association entre les deux parties, on distingue :

- Les compresseurs hermétiques
- Les compresseurs ouverts
- Les compresseurs semi hermétiques ou semi ouverts

IV.2.1.1. Compresseurs hermétiques :

Le moteur électrique et le compresseur sont enfermés dans la même enveloppe sans possibilité d'accès « en principe » à chacune des parties de manière isolée, l'ensemble est supporté généralement par ressorts pour éviter la transmission des vibrations. Le compresseur aspire les

vapeurs de fluide frigorigène à l'intérieur de l'enveloppe et le refoulement est effectué au travers d'une tuyauterie souple brasée à l'enveloppe. Le moteur électrique est alimenté par des fils reliés à des bornes étanches. L'étanchéité de ces compresseurs est assurée par des joints fixes (passage des fils et des tuyauteries).

Ce type de compresseur est utilisé pour les petites puissances (réfrigérateurs, climatiseurs…) et les moyennes puissances (refroidisseurs de liquides, armoires de climatisation…).

IV.2.1.2. Compresseur ouvert :

Le moteur électrique et le compresseur sont associés par un organe de liaison qui peut être un manchon d'accouplement ou une ou plusieurs courroies. L'accès aux différents éléments du compresseur de même que ceux du moteur est possible. Dans ce type de compresseur, la vitesse de rotation est ajustable et modifiable en changeant la poulie du moteur par exemple. Cependant, ce type nécessite un joint d'étanchéité tournant (joint rotatif) à la traversée du carter par l'arbre. Il est utilisé pour toutes les puissances.

IV.2.1.3. Compresseur semi-hermétique ou semi ouverts :

Il s'agit d'un type intermédiaire entre les deux types précédents. Le moteur électrique et le compresseur sont montés sur un arbre commun et sur le même bâti avec la possibilité d'accès à chaque élément, ce qui fait que ces compresseurs sont également appelés compresseurs hermétiques « accessibles ».

L'accessibilité est réalisée par des plaques boulonnées sur le bâti. Ce type bénéficie des avantages du groupe ouvert (accès au mécanisme) et du groupe hermétique (pas de garniture d'étanchéité).

IV.2.2. Types de compresseurs suivant le procédé de la compression :

Il existe deux grands types de compresseurs à vapeur :

⇒ **Les compresseurs volumétriques :** dans lesquels la compression des vapeurs est obtenue par la réduction du volume intérieur d'une chambre de compression, c'est le type de compresseur le plus répandu sur les installations frigorifiques.

⇒ **Les compresseurs centrifuges :** aussi appelés turbocompresseurs dans lesquels la compression résulte de la force centrifuge obtenue par entraînement dynamique au moyen d'une roue à aubes, c'est un type de compresseurs destiné à des applications spécifiques et utilisés pour de grandes puissances (groupes frigorifiques de grande puissance en génie climatique par exemple).

IV.2.2.1. Les compresseurs volumétriques :

IV.2.2.1.1. Compresseurs à piston :

Comme leur nom l'indique, la compression s'effectue via un piston. La compression s'effectue en quatre 4 étapes, comme le montre la figure (IV.1) :

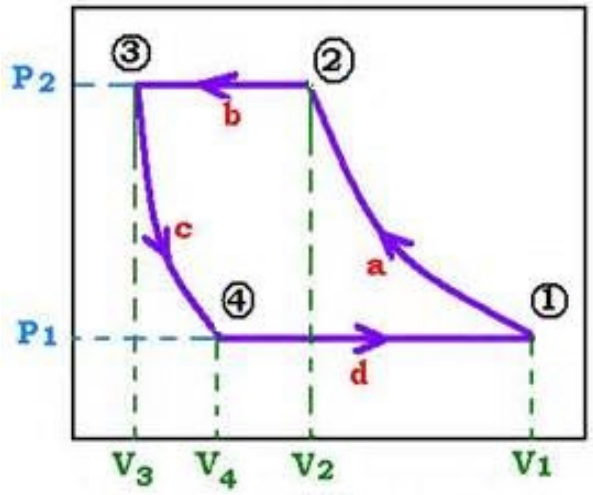


Figure (IV.1) : Diagramme pression-volume
d'un compresseur à piston

Initialement, le piston dans l'état 1 a une pression P_1 et un volume V_1 qui représente le volume total dans le cylindre. Le piston se met alors à comprimer le fluide et l'état du fluide se déplace en 2, à la pression P_2 et un volume V_2. Ensuite, le piston continue de pousser et le fluide s'échappe. Il passe alors vers l'état 3 a la même pression P_2 mais avec un volume V_3 appelé volume mort car il s'agit du volume de fluide présent lorsque le piston est en bout de course. Après cette étape, le piston commence à reculer et l'air présent dans le volume mort passe à la pression P_1 et au volume V_4, dans l'état 4. A partir de ce moment, les pressions en jeu à l'extérieur et à l'intérieur du cylindre sont de sorte que la soupape d'admission laisse entrer du fluide alors que le piston continue de reculer. L'état repasse au volume V_1 tout en demeurant à la pression P_1. Une fois de retour à l'étape 1, le cycle peut recommencer.

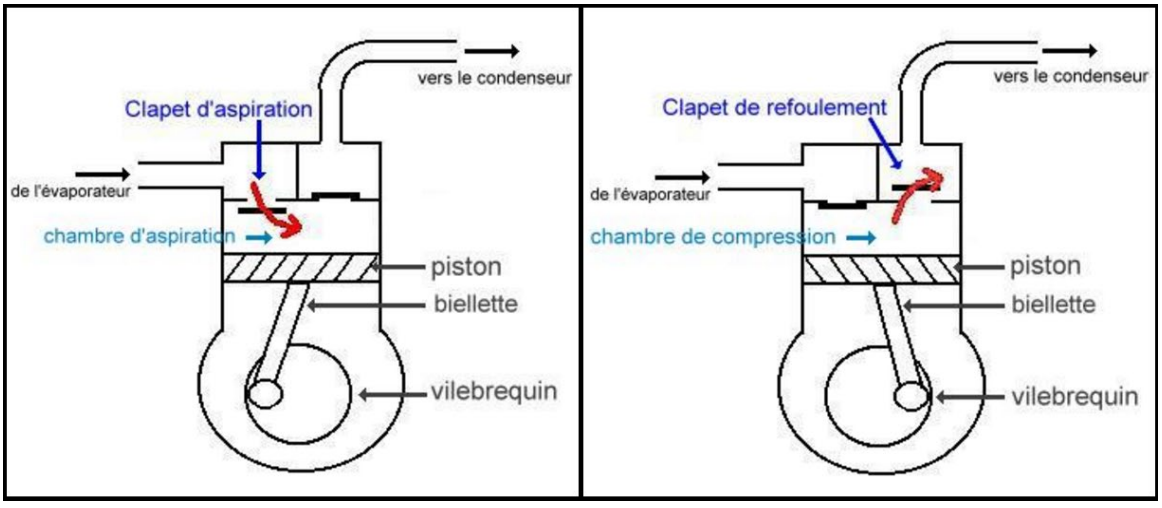


Figure (IV.2) : Phases descendante et ascendante de la compression avec piston

A la figure (IV.2), il est possible de voir les phases 2 (à droite) et 4 (à gauche) de la compression avec piston.

Afin d'augmenter la pression maximale qu'un compresseur peut atteindre, plusieurs pistons peuvent être disposés en série. Comme la montre la figure (IV.3), le piston de droite sort le fluide a une certaine pression. Ce fluide vient une nouvelle fois être comprimé au piston de gauche et en ressort à une pression encore supérieure. (Nahdi et al., 1993)

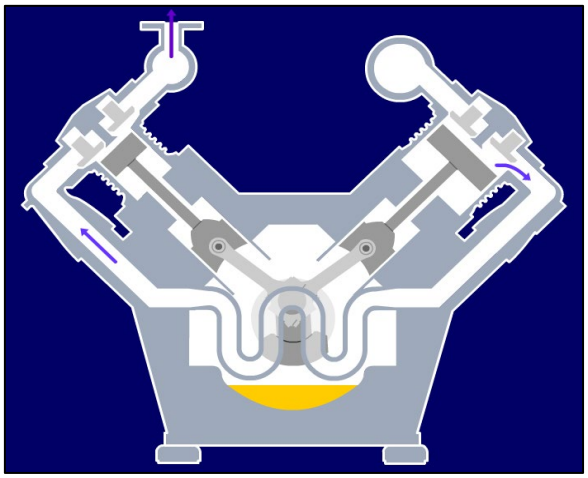


Figure (IV.3) : Schéma d'un compresseur composé de deux pistons

IV.2.2.1.2. Compresseurs a vis :

On distingue deux types de compresseur à vis :

⇒ **Mono-vis :** Ces compresseurs se composent d'un rotor cylindrique entraînant rainuré hélicoïdalement et de deux satellites entraînés (figure IV.4). Le tout est logé dans un carter avec un très faible jeu.

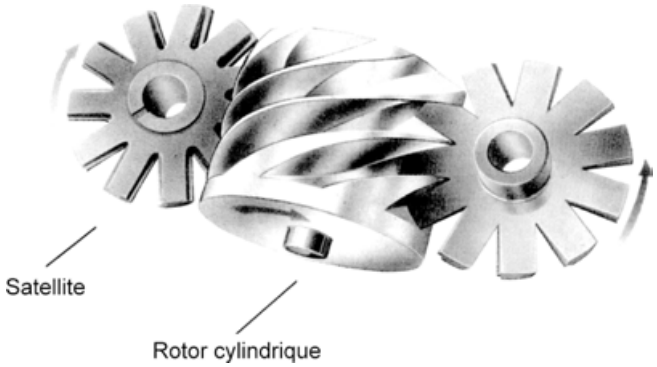


Figure (IV.4) : Compresseur mono-vis

La figure IV.5 donne le principe de fonctionnement du compresseur mono-vis :

1) Phase d'aspiration : le fluide frigorigène remplit les rainures du rotor avant qu'elles ne s'engrènent avec les dents du satellite A.

2) Phase de compression : au fur et à mesure de la rotation, le fluide est emprisonné entre les rainures du rotor et les dents du satellite, le volume diminue et la pression augmente.

3) Phase de refoulement : il y a mise en communication du fluide comprimé avec la conduite de refoulement. Le fluide frigorigène est d'abord déshuilé puis acheminé vers le condenseur.
L'explication ci-dessus correspond au satellite A. Le même processus se produit avec le satellite B.

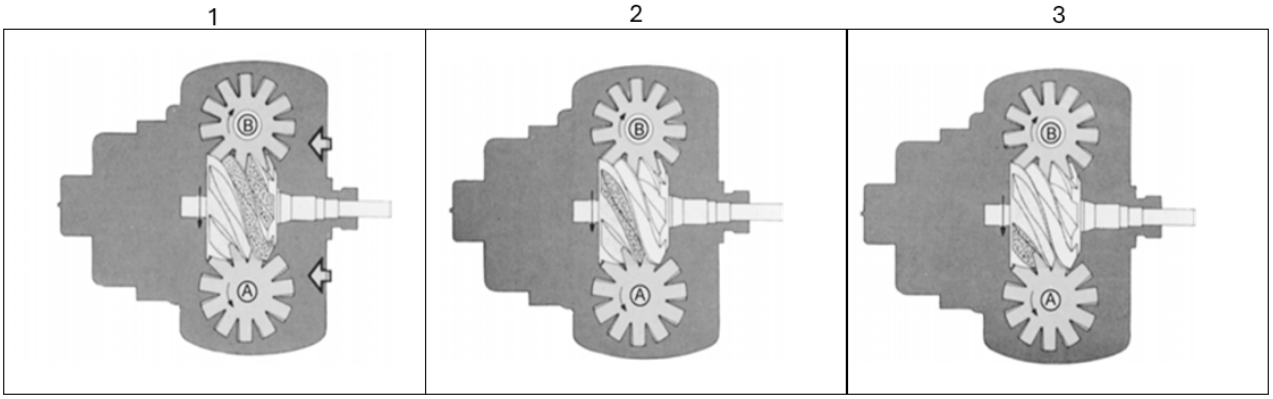


Figure (IV.5) : Principe de fonctionnement du compresseur mono-vis

Il en résulte un excellent équilibrage des forces radiales qui justifie une mécanique plus légère que celle des compresseurs bi-vis.

⇒ **Bi-vis :** Il se compose d'un rotor mâle et d'un rotor femelle à denture hélicoïdale (figure IV.6). La rotation à grande vitesse dans des sens opposés des deux rotors mâle et femelle permet l'aspiration, la compression, le refoulement du gaz. Le gaz est transporté le long de la vis, de l'orifice d'aspiration à l'orifice le refoulement de façon continue.
Comme les rotors tournent dans des sens opposés, l'espace augmente en se déplaçant vers l'avant, le gaz est aspiré puis cet espace diminue au fur et à mesure de l'avancement de la vis, le gaz est comprimé puis refoulé par un orifice aménagé en fin de parcours de la vis.

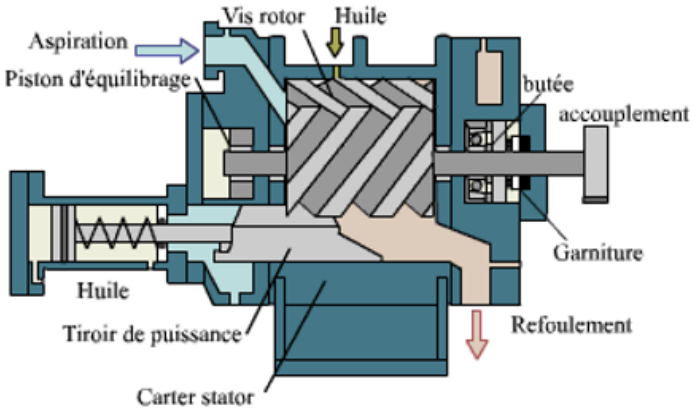
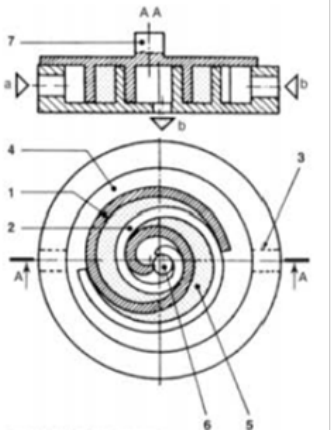


Figure (IV.6) : Schéma d'un compresseur bi-vis

IV.2.2.1.3. Compresseurs à spirales (compresseurs scroll) :

Le compresseur à spirales utilise deux pièces en forme de spirale, l'une fixe, l'autre mobile. Le centre de rotation de la spirale mobile est décalé par rapport a celui de la spirale fixe, d'une valeur *e* appelé rayon orbital, ce qui permet la compression volumétrique des vapeurs aspirées. La figure (IV.7) montre la position des spirales correspondant à la capacité maximale d'aspiration. Le profil des deux spirales est une développante, ce qui permet à la spirale mobile de rouler sans frottement sur la spirale fixe.



1 : spirale roulante. 2: spirale fixe. 3 .: orifices d'aspiration.
4 : chambre de compression. 5 : vapeurs en cours de compression. 6 : orifice de refoulement. 7 : tourillon d'accouplement moteur/spirale tournante.

a : aspiration des vapeurs
b : refoulement des vapeurs

Figure (IV.7) : Positionnement des spirales.

Le fonctionnement nécessite un seul sens de rotation des spirales (figure IV.8) :

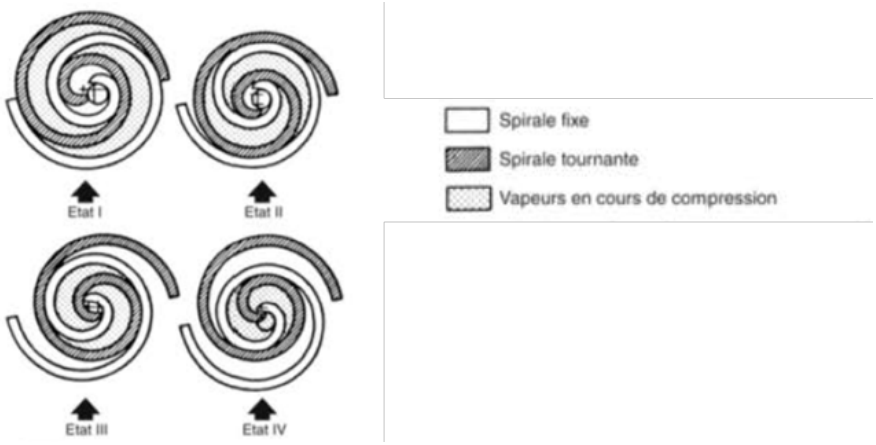


Figure (IV.8) : Principe de fonctionnement du compresseur a spirales

1) Phase d'admission : lors de la rotation de 1' arbre du moteur, les parois des deux spirales s'écartent, permettant ainsi 1'admission du gaz. À la fin de cette première phase, les parois reviennent en contact, formant alors des poches de gaz étanches (état 1).
2) Phase de compression : le volume de gaz est ensuite progressivement réduit (état Π). La compression atteint alors son niveau maximum (état IΠ).
3) Phase de refoulement : les extrémités des deux spirales s'écartent, libérant ainsi le gaz comprimé à travers l'orifice de refoulement (état IV et figure IV.9).

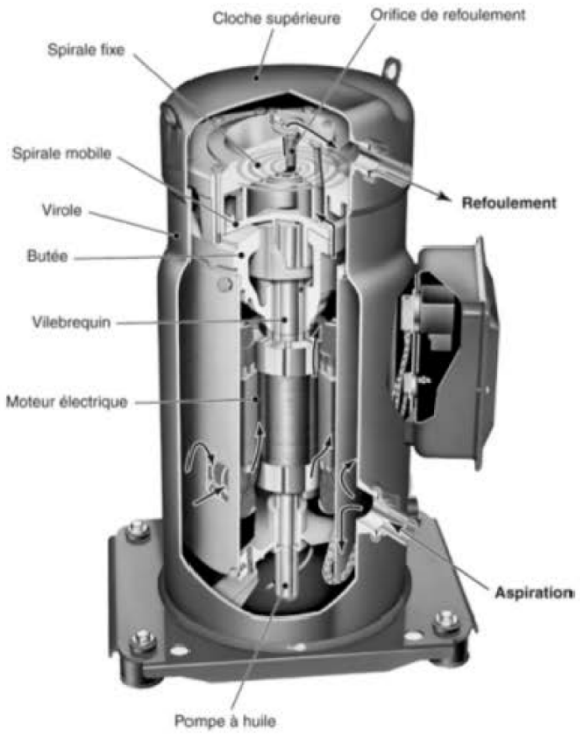


Figure (IV.9) : Compresseur a spirales.

IV.3. Condenseur :

C'est un échangeur de chaleur entre le fluide frigorigène et le milieu de refroidissement (l'air ou l'eau). Le condenseur comporte 3 phases :

1. Désurchauffe des vapeurs refoulées jusqu'à la température de saturation.
2. Condensation de la vapeur saturée à température et pression constante (HP).
3. Sous-refroidissement de liquide condensé.

IV.3.1. Condenseurs à air :

L'air est un medium de condensation dont on peut disposer gratuitement et en quantité illimitée il permet d'assurer économiquement la condensation des vapeurs de fluide frigorigène.

Il existe deux types de condenseur à air à savoir les condenseurs à convection naturelle (sans ventilateur) et les condenseurs à convection forcée (utilisation d'un ou plusieurs ventilateurs pour la circulation forcée de l'air).

IV.3.1.1. Condenseurs à air à convection naturelle :

Ils ne sont pas utilisés pour les installations de très forte puissance (armoires ménagères ou appareils similaires).

Ils sont actuellement constitués d'un tube formant serpentin appliqué sur une feuille de toile formant ailette unique et perforée pour éviter la résonance.

Ou mieux, ils sont soudés sur un treillis de fils métalliques, le condenseur étant alors placé verticalement derrière l'armoire. L'espace nécessaire à la circulation de l'air est réservé grâce à des tampons en matière plastique, par exemple (figure IV.10).

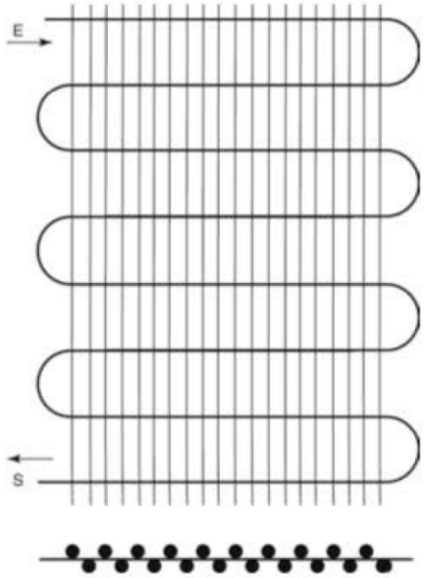


Figure (IV.10) : Condenseur à circulation d'air naturelle

IV.3.1.2. Condenseurs à air à convection forcée :

Pour des puissances frigorifiques supérieures à celles installées dans des armoires ou des meubles ménagers, l'utilisation de condenseurs à circulation d'air forcée est indispensable afin que les appareils utilisés présentent un encombrement compatible avec les puissances calorifiques à évacuer.

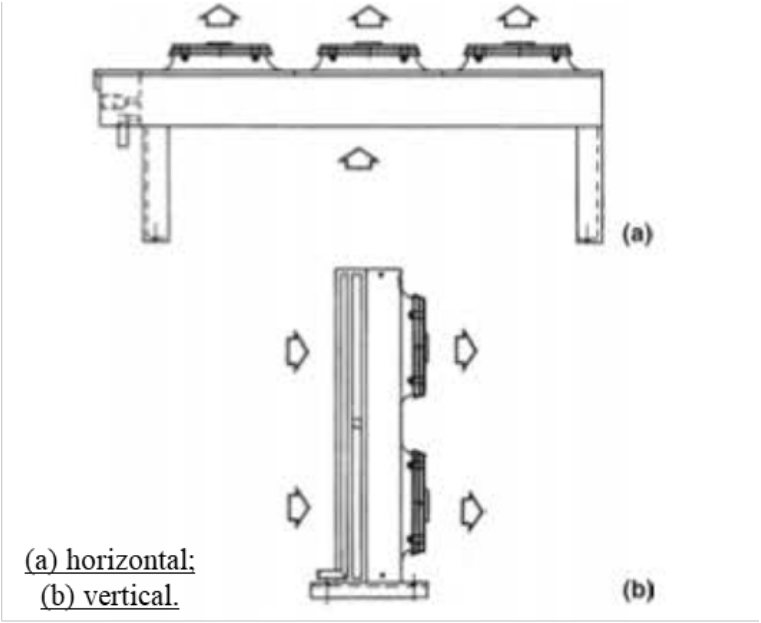


Figure (IV.11) : Différents types de condenseurs à air

Ils sont alors placés sur le socle du groupe compresseur et l'hélice de ventilation est montée sur la poulie du moteur d'entraînement du compresseur, s'il s'agit d'un compresseur entraîné par courroies. Dans le cas de moto-compresseurs hermétiques ou hermétiques accessibles, c'est un (ou plusieurs) électro-ventilateur(s) indépendant(s) qui assure(nt) la circulation de l'air sur le faisceau ailette, préfiguration des dispositifs de ventilation adoptés sur les condenseurs à air de puissance calorifique élevée. La puissance calorifique évacuée par ces condenseurs peut atteindre plusieurs centaines de kilowatts. Ces condenseurs sont soit verticaux, soit horizontaux. (figure IV.11).

IV.3.2. Choix des groupes de condensation :

Le choix des groupes de condensation de notre installation a été fait à partir du logiciel ***BITZER***. Le tableau suivant indique le type de groupe de condensation de chaque installation avec ses caractéristiques géométriques :

	Modèle de group de condensation à air	**Nb × Diam. Ventilateur**
Chambre 1	LH114E/4TES-12Y-40P	2×330
Chambre 2	LH104E/4TES-9Y-40P	2×330
Chambre 3	LH104E/4DES-7Y-40S	2×330
Chambre 4	LH114E/4CES-9Y-40S	2×330
Chambre 5	LH265E/S6F-30.2Y-40P	2×1450
SAS	LH84E/4FES-5Y-40S	1×340

Tableau (IV.1) : Choix de groupe de condensation de chaque chambre

IV.4. Évaporateur :

C'est un échangeur de chaleur entre le milieu à refroidir et le fluide frigorigène. Le fluide frigorigène absorbe la chaleur du milieu à refroidir et se vaporise à une température et une pression constante lors de la production de froid utile.

Il existe de nombreux types d'évaporateurs pour des usages multiples. Dans les chambres froides, l'évaporateur plus utilisé est l'évaporateur à air.

IV.4.1. Évaporateurs à air :

Il existe deux types d'évaporateur à air à savoir les évaporateurs à convection naturelle ou statique (sans ventilateur) et les évaporateurs à convection forcée (utilisation d'un ou plusieurs ventilateurs pour la circulation forcée de l'air).

IV.4.1.1. Évaporateur à circulation d'air naturelle ou évaporateur statique :

Ils sont généralement utilisés pour la réfrigération de vitrine de conservation ou la vitesse doit être faible, comme les meubles des pâtisseries, des fromageries, les arrières-comptoirs de débit de boissons. Des ailettes sont serties sur les tubes de cuivre constituant l'évaporateur, deux flasques de chaque côté de l'évaporateur maintiennent l'ensemble.

IV.4.1.2. Évaporateur à circulation d'air forcée :

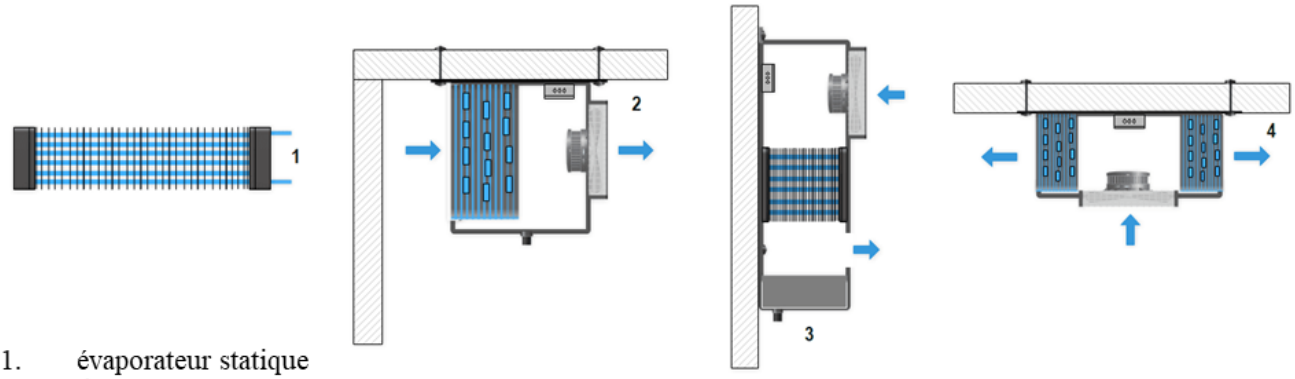
Ils sont constitués d'un faisceau de tubes cuivre généralement rainurés intérieurement pour améliorer l'échange (air, gaz), des ailettes en aluminium sont serties sur ce faisceau leur écartement (3 à 8 mm) est généralement inférieur à celui des évaporateurs à circulation d'air naturelle.

Ils sont équipés d'un (ou plusieurs) ventilateur(s) pour assurer la circulation de l'air à travers les surfaces d'échange.

⇒ **Évaporateur mural :** le faisceau de tubes et d'ailettes constituant l'évaporateur est monté dans une carrosserie métallique ou polyester ou ABS, en partie basse un bac recueille les eaux de condensation ou de dégivrage, en partie haute le ventilateur aspire et pulse l'air réfrigéré dans le local.

⇒ **Évaporateur plafonnier :** l'ensemble tube et ailettes formant la batterie évaporateur est inséré dans une carrosserie, le ou les ventilateurs et la batterie sont à l'opposé l'un de l'autre, le dessus permet la fixation de l'évaporateur au plafond et le dessous permet de recueillir les eaux de condensation et de dégivrage.

⇒ **Évaporateur plafonnier extra plat ou double flux :** ce type d'évaporateur est utilisé dans le cas où la hauteur disponible n'est pas suffisante pour un évaporateur plafonnier standard. L'évaporateur est scindé en deux parties de puissance égale de chaque côté de la carrosserie, le ou les ventilateurs se trouvent en partie centrale ceux -ci soufflent l'air sur les deux parties guidées par des déflecteurs.



1. évaporateur statique
2. Évaporateur plafonnier
3. Évaporateur mural
4. Évaporateur plafonnier double flux

Figure (IV.12) : Différents types d'évaporateur à air

IV.4.2. Choix des évaporateurs :

Le choix des évaporateurs de notre installation a été fait à partir du logiciel **FRIGABOHN** basé sur la puissance frigorifique. Le tableau suivant indique le type d'évaporateur de chaque installation avec ses caractéristiques géométriques :

	Modèle d'évaporateur	**Puiss. frigorifique** *(kW)*	**Nombre de ventilateur**	**Débit d'air** *(m^3/h)*
Chambre 1	3C-E 4364 E	21.489	3×450	13360
Chambre 2	3C-A 4364 E	20.253	3×450	12640
Chambre 3	3C-E 4364 C	15.769	3×450	13620
Chambre 4	3C-E 4364 C	17.047	3×450	13970
Chambre 5	NKH 3x8Y C1 S	40.790	3×800	46940
SAS	3C-A 3455 R	11.643	2×450	7830

Tableau (IV.2) : Choix des évaporateurs de chaque chambre

IV.5. Détendeur :

Le détendeur permet d'alimenter correctement l'évaporateur en fluide frigorigène, optimise son remplissage en tenant compte de la charge thermique. Il existe trois types de détendeurs :

- Les tubes capillaires ou détendeurs capillaires ;
- Les détendeurs thermostatiques ;
- Les détendeurs électroniques.

IV.5.1. Détendeurs capillaires :

Essentiellement utilisés dans les petites installations de faibles puissances, Ce sont des tubes de cuivre de longueur variable (de 1 à 7 m environ) et dont le diamètre intérieur varie entre de 0.6 à 2 mm, C'est un rétracteur non réglable dont la résistance d'écoulement représente la perte de charge désirée entre le condenseur et l'évaporateur, ses dimensions sont déterminées expérimentalement (figure IV.13).

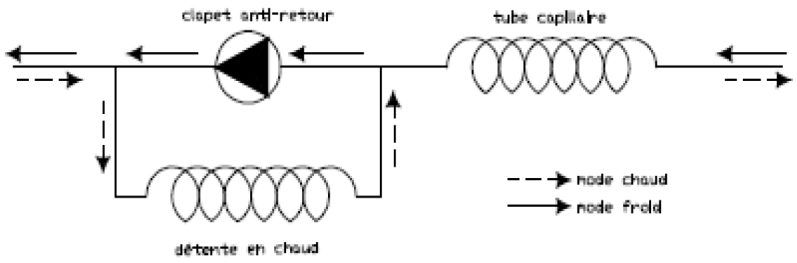


Figure (IV.13) : Les tubes capillaires

IV.5.2. Détendeur thermostatique :

Le passage du liquide arrive à la buse (orifice calibré) à travers un passage parfois inférieur au millimètre. Cela induit une forte chute de pression. Le fluide se vaporise partiellement à l'entrée de l'évaporateur. La vaporisation du fluide réduit sa température. Cette vaporisation et cette diminution de température ce fait sans échange d'énergie avec l'extérieur.

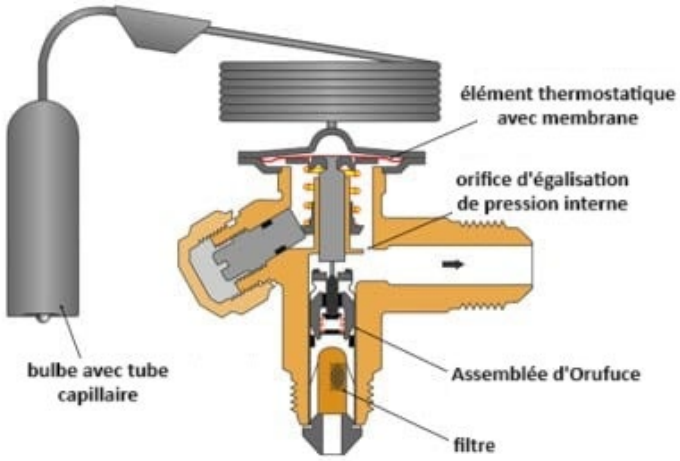


Figure (IV.14) : Détendeur thermostatique

On distingue trois types de détendeurs thermostatiques :

⇒ **Les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression interne :** le liquide arrive au détendeur en liquide sous-refroidi puis se détend au passage dans l'orifice du détendeur (tailles des buses dans l'ordre croissant : 00, 01, 02, 03, 04, 05, 06), la pression chute et le liquide se vaporise partiellement avant d'entrée dans l'évaporateur. Le bulbe du détenteur doit être positionné en fin d'évaporateur pour assurer une alimentation en fluide et de maintenir une surchauffe correcte

⇒ **Les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression externe :** le détendeur à égalisation externe est préconisé dans le cas d'utilisation d'un évaporateur à forte perte de charge, ce détendeur ne supprime pas les pertes de charge, mais permet seulement de les compenser. La différence importante entre un détendeur à égalisation interne et externe c'est la présence sur le détendeur à égalisation externe d'un raccordement relié par un tube de petite dimension à la fin de l'évaporateur c'est donc la pression régnant en fin d'évaporateur qui agira sur la fermeture du détendeur. Notons que la prise de pression doit être raccordée sur la tuyauterie en sortie d'évaporateur après le bulbe du train thermostatique.

IV.5.3. Détendeurs électroniques :

Les détendeurs électroniques comme les thermostatiques ont pour rôle d'assurer un remplissage optimal de l'évaporateur.

Les détendeurs électroniques sont communicants et multifonctions, et peuvent assurer les fonctions suivantes :

- Détendeur.
- Électrovanne.
- Thermostat d'ambiance (TOR).
- Transmission d'alarmes.
- Opérationnels pour différents fluides.
- Fonctions proportionnelle et intégrale.
- Température MOP *(maximal operational pressure)* réglable.
- Fonctionnement en maître/esclave.

Sur la figure (IV.15), l'élément chauffant 17 reçoit un nombre d'impulsions proportionnel à l'écart entre la surchauffe mesurée et la surchauffe affichée. Le pointeau est mécaniquement solidaire d'une capsule contenant un fluide dont la pression est proportionnelle à la température.

En cas d'augmentation de la surchauffe, l'élément chauffant élève la température de la capsule dans laquelle la pression interne va augmenter, ce qui induit une ouverture corrélative du détendeur. Lorsque l'écart de température entre les sondes S2 et S1 diminue, le phénomène inverse se produit.

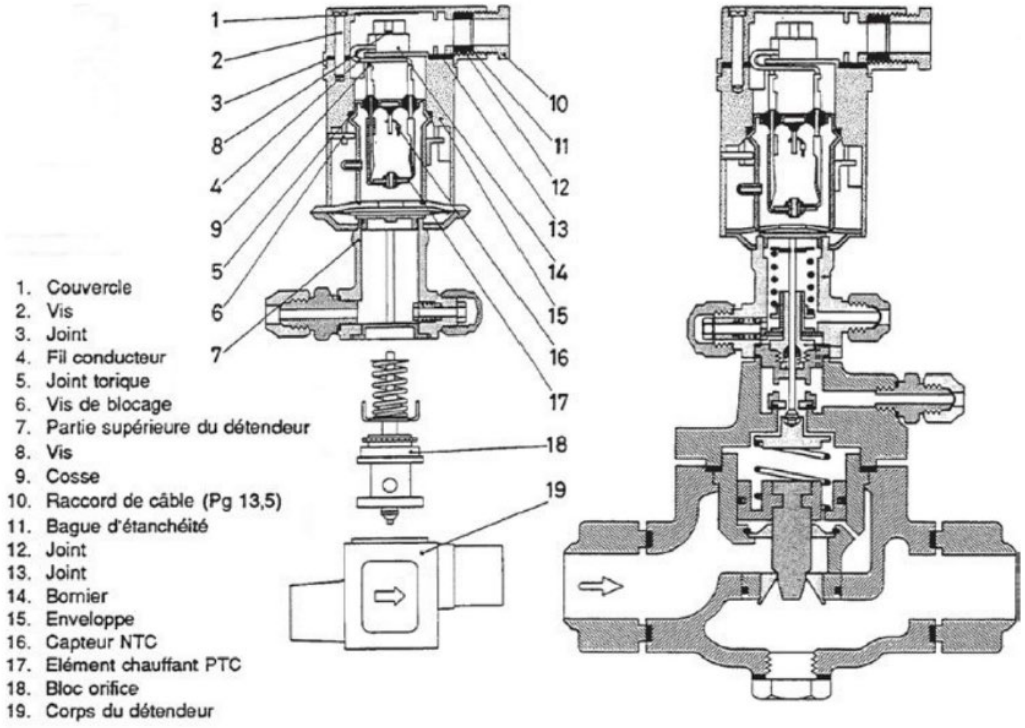


Figure (IV.15) : Vue en coupe d'un servomoteur et d'un détendeur

IV.5.4. Choix de détendeur :

Le choix des détendeurs de notre installation a été fait à partir du logiciel **Coolselector** basé sur la puissance frigorifique et température d'évaporation et de condensation. Le tableau suivant indique le type de détendeur de chaque installation :

	Type	DN	Puissance nominale *(kW)*	Puissance minimum *(kW)*	Charge *(%)*	DP *(bar)*	Vitesse, entrée *(m/s)*
Chambre 1	TE 5 - 3	16	23.25	5.813	92	14.17	1.26
Chambre 2	TE 5 - 3	16	23.25	5.813	87	14.17	1.18
Chambre 3	TE 5 - 2	16	18.39	4.597	86	14.17	0.92
Chambre 4	TE 5 - 2	16	18.39	4.597	93	14.17	1.00
Chambre 5 (a)	TE 12 - 7	22	41.75	10.44	98	16.08	1.27
Chambre 5 (b)	Te 5 – 0.5	16	8.719	2.180	87	11.81	0.42
SAS	TE 5 - 1	16	14.60	3.650	80	13.17	0.66

DN : dimension nominale
DP : chute de pression [bar]
(a) : Le détendeur à l'entrée de l'évaporateur. $Q_0 = 40.79\ kW$
(b) : Le détendeur à l'entrée de la bouteille intermédiaire. $Q_0 = 7.628\ kW$

Tableau (IV.3) : Choix des détendeurs de chaque chambre

IV.6. Appareils annexes du circuit :

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 :

- Déshydrateur
- Le voyant de liquide
- Le réservoir de liquide
- Bouteille d'aspiration
- Séparateur d'huile

IV.6.1. Déshydrateur :

C'est une capacité réalisée en tubes d'acier ou de laiton, fermés à leurs extrémités. Les fonds ou le corps comportent les abouts permettant le raccordement du déshydrater à la tuyauterie, raccordement effectué par collets coniques, par brasure, par soudure ou par brides.

Le déshydrateur a trois fonctions principales :

1. Déshydrater le circuit (supprimer l'humidité) : l'humidité est l'ennemie du frigoriste, elle favorise la formation d'acide, dégrade l'huile des compresseurs ou provoque des dysfonctionnements au niveau du détendeur.
2. Neutraliser les acides : la formation d'acide est non seulement néfaste pour l'huile de lubrification des compresseurs, mais aussi pour les enroulements du moteur du compresseur donc il est nécessaire d'utiliser un agent antiacide, c'est l'oxyde d'alumine qui joue le rôle d'antiacide.

3. Filtrer les fines particules : une bonne filtration permettra de maintenir le circuit propre, en stoppant tout corps étranger, ce qui garantira un bon fonctionnement des divers organes, cette fonction est assurée par un filtre à tamis piégeant les particules supérieures à 12µm.

IV.6.1.1. Déshydratation :

Les procédés utilisés pour la déshydratation des composants et des circuits frigorifiques peuvent être classes en deux groupes principaux.

⇒ **Déshydratation par évaporation :** cette technique physique fait appel au chauffage et à la mise sous vide conjuguée des appareils à déshydrater. Ce sont en général des procédés utilisés en atelier et qui consistent à étuver pendant une dizaine d'heures à une température comprise entre 120 et 150 °C les pièces à déshydrater tout en les maintenant sous un vide poussé.

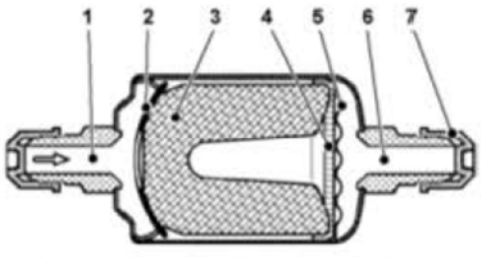
⇒ **Déshydratation par substances déshydratantes :** elle consiste à placer sur le circuit frigorifique une cartouche (le déshydrateur) chargée d'un produit déshydratant et destinée à retenir l'humidité dont le réfrigérant peut se charger en parcourant le circuit. Ce déshydrateur est destiné à assurer ou à parfaire la siccité d'un circuit assemblé. La déshydratation est alors mécanique. Les produits utilises vont retenir l'eau dans des cavités.

Parmi les substances utilisées ou ayant été utilisées, citons :

- L'oxyde de calcium ;
- L'alumine activée ou oxyde d'aluminium (Al_2O_3) ;
- Le gel de silice ou silicagel ;
- Le sulfate de calcium ;
- Les cribles moléculaires.

IV.6.1.2. Types de déshydrateur :

Les deshydrateurs destinés aux installations commerciales de faible puissance ne sont pas démontables (figure IV.17).



1 : entrée. 2 : ressort. 3 : cartouche solide.
4 : filtre polyester. 5 : plaque ondulée trous.
6 : sortie. 7 : écrou.

Figure (IV.16) : Filtre déshydrater antiacide a cartouche solide.

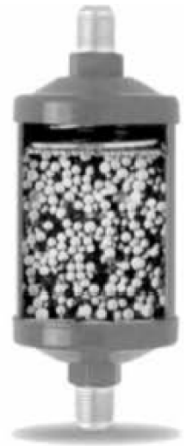
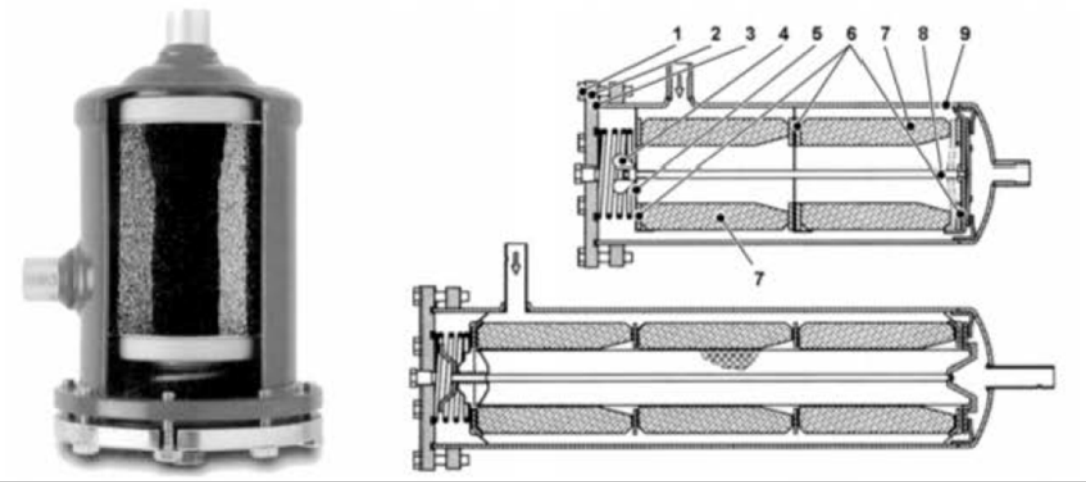


Figure (IV.17) : Filtre déshydrater antiacide a grains mobiles

Pour les installations commerciales de puissances plus importantes et pour les installations industrielles les deshydrateurs sont démontables ; l'une des extrémités comporte une bride de fermeture permettant de remplacer la cartouche de produit déshydratant (figure IV.18).



1 : boulon de bride. 2 : couvercle supérieur avec ressort. 3 : joint de bride. 4 : écrou papillon.
5 : plaque de serrage. 6 : joint. 7 : cartouche solide. 8 : porte-cartouches. 9 : boitier.

Figure (IV.18) : Déshydrater a cartouches solides remplaçables.

IV.6.1.3. Choix du filtre deshydrateur :

Le choix du filtre déshydrateur de notre installation a été fait à partir du logiciel **Coolselector** basé sur la puissance frigorifique et température d'évaporation et de condensation et le ΔP.

Le tableau suivant indique le type des filtres deshydrateurs de chaque installation :

	Type	**DN**	**Kv** (*m^3/h*)	**DP** (*bar*)	**DT_sat** (*K*)	**Vitesse, entrée** (*m/s*)	**Charge** (*%*)
Chambre 1	DCL 306/306s	19	5.14	0.019	0.0	0.88	0.2199
Chambre 2	DCL 306/306s	19	5.14	0.017	0.0	0.83	0.4515
Chambre 3	DCL 165/165s	16	3.37	0.024	0.1	0.94	0.2199
Chambre 4	DCL 165/165s	16	3.37	0.028	0.1	1.02	0.2199
Chambre 5	DCL 419s	28	7.75	0.034	0.1	0.74	0.6137
SAS	DCL 084/084s	12	1.89	0.037	0.1	1.05	0.1128

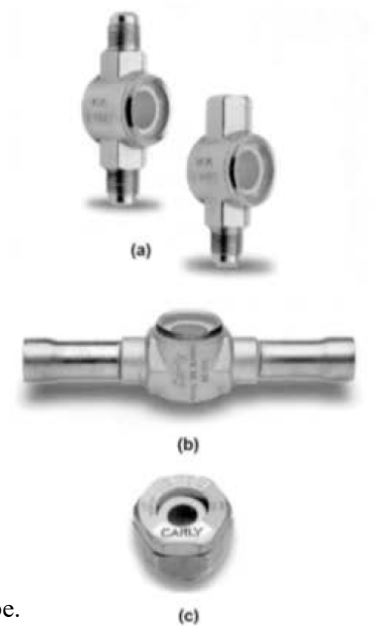
DN : dimension nominale
Kv : valeur Kv complètement ouvert [m^3/h]
DP : chute de pression [bar]
DT_sat : chute de la température de saturation [K]

Tableau (IV.4) : Choix des filtres deshydrateurs de chaque chambre

IV.6.2. Voyant de liquide :

On distingue trois grandes familles de voyants (figure IV.19) :

- Les voyants à installer sur tuyauteries par vissage ou soudage ;
- Les voyants à souder directement sur les tubes ;
- Les voyants à fixer sur des récipients (réservoir liquide, réservoir d'huile, etc.).



(a) à visser ;
(b) à braser ;
(c) à braser sur tube.

Figure (IV.19) : Voyants de liquide indicateurs d'humidité

Les voyants placés sur les tuyauteries de liquide permettent en cours de fonctionnement de déceler la présence de bulles de vapeur dans la tuyauterie liquide. Ceux places sur les tuyauteries de retour d'huile aux compresseurs permettent en cours de fonctionnement de vérifier le bon fonctionnement du retour d'huile autocratique d'un séparateur. Les voyants à fixer sur des récipients sont utilisés pour indiquer des niveaux (figure IV.20).

Exemple : indication de niveau de liquide dans une bouteille accumulatrice, indication de niveau d'huile dans un réservoir, etc.



Figure (IV.20) : Indicateurs de niveau en acier

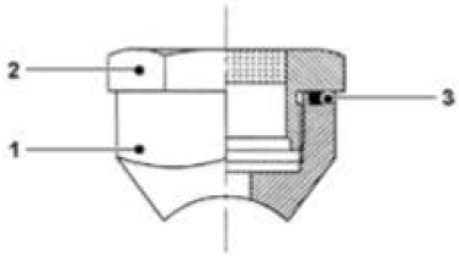


Figure (IV.21) : Voyant à souder directement sur le tube

Les corps de ces voyants sont en laiton matricé ou en acier et le verre viseur est serti et jointoyé sur le corps afin d'assurer une étanchéité absolue.

Pratiquement tous ces voyants comportent en sus une pastille d'un sel chimique hygroscopique dont la couleur change en fonction du taux d'humidité du fluide frigorigène, le changement de couleur indiquant un accroissement anormal et dangereux du taux d'humidité pour la bonne tenue de l'installation.

Les voyants à souder directement sur les tubes sont constitués de trois parties distinctes (figure IV.21) :

- Une embase en laiton destinée à être soudée directement sur la tuyauterie (1) ;
- Un hublot nickelé chromé avec couronne indicatrice, à visser sur embase (2) ;
- Un joint torique assurant l'étanchéité entre l'embase et le hublot (3).

La glace du hublot est en verre coulé dans le métal, ce dispositif éliminant ainsi tout risque de fuite. Pour le montage, il convient de démonter impérativement le hublot et le joint torique avant toute opération de soudage.

IV.6.2.1. Choix de voyant de liquide :

Le choix du voyant liquide de notre installation a été fait à partir du logiciel **Coolselector**. Les grandeurs nécessaires à la sélection d'un voyant sont :

- La nature du fluide ;
- Le diamètre de la tuyauterie ;
- Le type de raccordement.

Le tableau suivant indique le type de voyant liquide de chaque installation :

	Type	**DN**	**Kv** (*m^3/h*)	**DP** (*bar*)	**DT_sat** *(K)*	**Vitesse, entrée** (*m/s*)
Chambre 1	SGP 18s	18	6.96	0.010	0.0	0.96
Chambre 2	SGP 18s	18	4.58	0.009	0.0	0.91
Chambre 3	SGP 16s	15.88	4.58	0.012	0.0	0.95
Chambre 4	SGP 16s	15.88	4.58	0.014	0.0	1.03
Chambre 5	SGP 22s	22.23	9	0.025	0.1	1.28
SAS	SGP 12s	12	2.7	0.018	0.0	1.30

DN : dimension nominale
Kv : valeur Kv complètement ouvert [m^3/h]
DP : chute de pression [bar]
DT_sat : chute de la température de saturation [K]

Tableau (IV.5) : Choix des voyant de liquide de chaque chambre

IV.6.3. Réservoir de liquide :

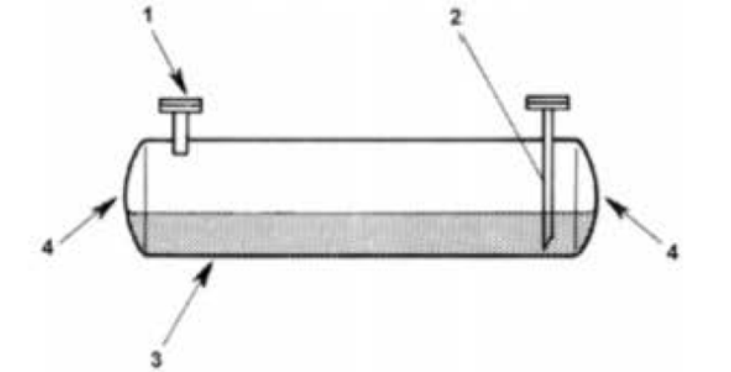
Le réservoir de liquide est également appelé bouteille accumulatrice de liquide (figure IV.22). Le fluide frigorigène condensé est admis à l'évaporateur par un détendeur. Le débit de liquide va donc dépendre du fonctionnement du détendeur.



Figure (IV.22) : Réservoirs de liquide

Les conditions de marche étant assujetties à des facteurs bien souvent imprévisibles (entrées de marchandises, service, etc.), le débit de liquide injecté dans l'évaporateur varie. Il est donc nécessaire de constituer une réserve de liquide entre condenseur et évaporateur.

Le réservoir de liquide condensé (figure IV.23) est constitué par une bouteille réalisée en tube d'acier étiré sans soudure, fermé à ses deux extrémités par un fond embouti ; le tube d'acier étiré est quelquefois remplacé par une virole en tôle roulée et soudée. II peut comporter un certain nombre de raccords pour monter des accessoires. Les raccords entrée et sortie du fluide frigorigène sont soit à visser soit à souder, et peuvent recevoir des vannes d'isolement.



1: entrée du liquide condensé. 2 : tubulure de départ liquide.
3: corps de réservoir. 4 : fonds emboutis.

Figure (IV.23) : Réservoir de liquide.

Ce réservoir peut être placé horizontalement, généralement sous le châssis du compresseur, ou verticalement sur le châssis. Quelle que soit la position du réservoir, le départ du liquide condensé s'effectue toujours à la partie basse, soit à partir d'un tube plongeur, soit directement par un tube sous le réservoir. Leur capacite doit permettre de stocker la charge totale en fluide frigorigène majorée de 20 à 30 %.

Un certain nombre d'accessoires peuvent être montés sur ces réservoirs de liquide (figure IV.24) :

- Supports pour recevoir les compresseurs ;
- Fusible de sécurité (petits réservoirs) ;
- Soupape de sécurité simple ou double ;
- Voyants ;
- Lecteur de niveau ;
- Dispositif de mesure de niveau continu ;
- Contrôleur de niveau haut ou bas électrique à flotteur ;
- Alarme de niveau bas.

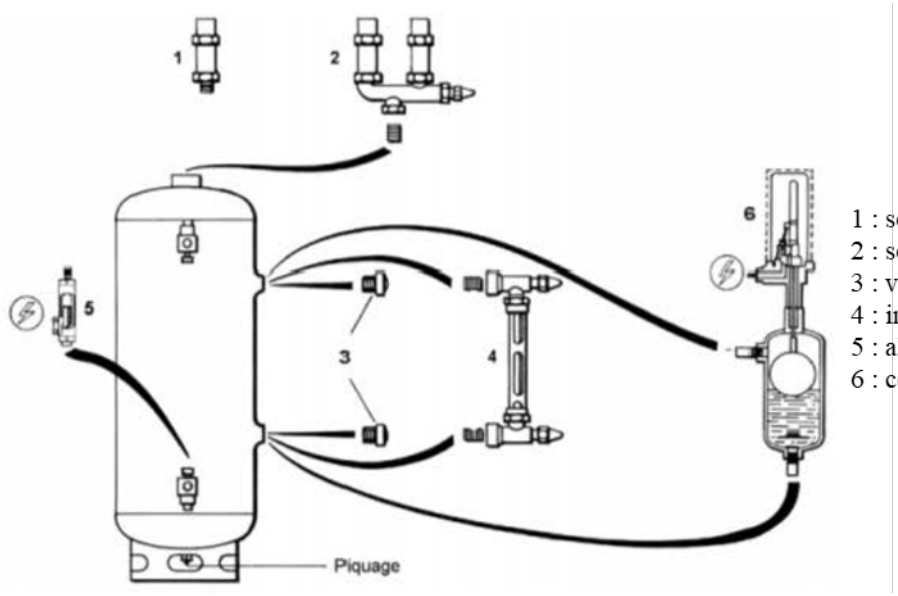


Figure IV.24 : Exemple accessories.

IV.6.4. Bouteille d'aspiration :

La bouteille d'aspiration, appelée également bouteille anti-coup de liquide (figure IV.25), a pour rôle dans les installations commerciales d'éviter l'aspiration accidentelle de fluide frigorigène liquide au compresseur. Son rôle est donc similaire à celui du séparateur de liquide.

Il faut toutefois bien préciser qu'en aucun cas le rôle de cette bouteille n'est d'alimenter l'évaporateur en liquide frigorigène, ce rôle étant dévolu au séparateur de liquide (et a lui seul) dans les installations industrielles fonctionnant en régime noyé. La bouteille d'aspiration n'intéresse que des installations commerciales dont les évaporateurs sont alimentés par injection directe. Elle est placée sur la tuyauterie d'aspiration de l'installation, le plus près possible

du compresseur. Les gouttelettes de liquide (et éventuellement d'huile), beaucoup plus lourdes que les vapeurs, ne peuvent être entrainées que si ces mêmes vapeurs circulent à une vitesse élevée dans la tuyauterie d'aspiration. C'est donc par une réduction brusque de la vitesse des vapeurs que l'on obtiendra la séparation et la décantation des gouttelettes de liquide (ou d'huile). Cette réduction de vitesse est obtenue par l'augmentation brusque de section due à la bouteille d'aspiration.

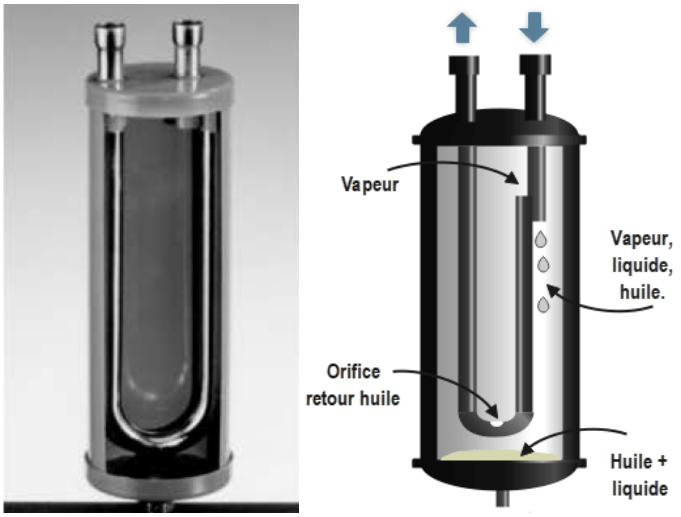


Figure (IV.25) : Bouteille anti-coups de liquide

La ré-évaporations du liquide ainsi accumulé se produit par apport de chaleur en provenance de l'ambiance extérieure, la température du local dans lequel se trouve la bouteille d'aspiration étant généralement supérieure à celle des vapeurs aspirées. Cette ré-évaporations peut être accélère par la chaleur cédée par le liquide en provenance du condenseur et circulant dans un serpentin placé dans la bouteille d'aspiration.

Afin d'assurer l'évacuation de l'huile qui sans cela s'accumulerait dans la bouteille, un orifice de faible diamètre permet le retour de l'huile dans la tuyauterie d'aspiration.



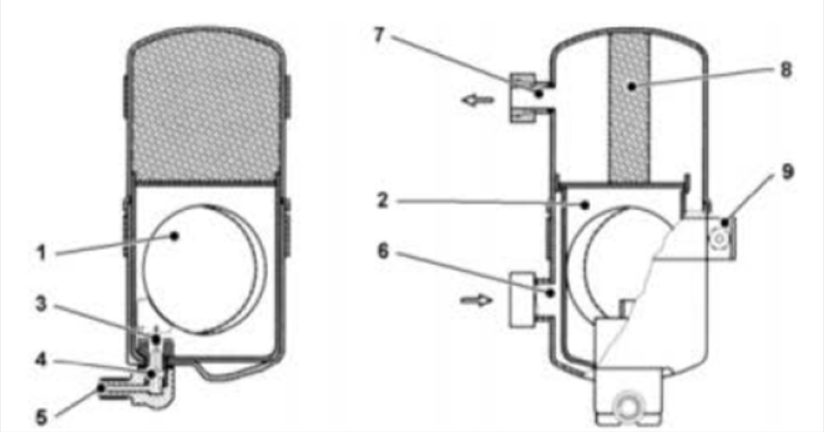
Figure (IV.26) : Bouteille anti-coups de liquide avec échangeur

IV.6.5. Séparateur d'huile :

La lubrification d'un compresseur, quel que soit le mode de lubrification utilisé, ne peut être assurée avec la quantité d'huile strictement nécessaire au bon fonctionnement des mécanismes. Aussi, afin d'être certain que la quantité minimale d'huile est acheminée vers les points à lubrifier, la lubrification des compresseurs frigorifiques est assurée avec une quantité d'huile plus importante. Cette surabondance d'huile implique par contre dans les compresseurs frigorifiques un entrainement d'huile en dehors du compresseur, entrainement qui dépend de deux facteurs :

- Un facteur mécanique provoquant un entraînement capillaire du film d'huile ;
- Un facteur physique : la nature même du fluide comprimé et les conditions thermodynamiques de sa compression.

L'huile est entraînée par les gaz comprimés sous forme de gouttelettes provenant soit d'un entraînement capillaire, soit d'un dégazage rapide de l'huile contenue dans le carter du compresseur lorsque l'huile et le fluide frigorigène sont miscibles. Elle peut également être entraînée à l'état de vapeur, mais la tension de vapeur de l'huile étant faible, l'huile entraînée sous cette forme ne représente qu'une infime partie de cette migrant hors du compresseur.



1 : flotteur. 2 : réservoir d'huile. 3 : pointeau de flotteur. 4 : orifice. 5 : raccord de retour d'huile. 6 : raccord d'entrée pour vapeurs de réfrigérant. 7 : raccords de sortie pour vapeurs de réfrigérant. 8 : concentrateur d'huile. 9 : collier de fixation.

Figure (IV.27) : Séparateur d'huile pour installations commerciales.

IV.6.5.1. Procédés de séparation :

La séparation de l'huile du fluide peut être obtenue :

a) **Par changement brusque de direction :** l'inertie tend à projeter les gouttelettes d'huile le long des parois où elles se décantent et ruissèlent ;
b) **Par réduction brusque de vitesse :** les molécules lourdes d'huile ne pouvant plus alors être entraînées par le fluide gazeux ;
c) **Par chocs sur les parois :** le choc des gouttelettes d'huile sur les parois provoque le même effet séparateur que les deux autres procédés cités ;
d) **Par utilisation de la force centrifuge :** les molécules d'huile sont projetées par la force centrifuge.

L'efficacité de ces procédés peut être complétée par un refroidissement des vapeurs qui en augmentant la viscosité de l'huile favorise sa séparation. Ce refroidissement peut être obtenu par cession par le fluide d'une partie de sa chaleur sensible à l'enveloppe du séparateur.

Dans le cas des fluides fluorés, le réchauffement de l'huile piégée dans le séparateur facilite le dégazage du fluide frigorigène.

IV.6.5.2. Types de séparateurs d'huile :

1. **Séparateur d'huile de type classique :** les séparateurs d'huile sont constitués par des capacités cylindriques en tôle d'acier soudée dont la section est telle que la vitesse des gaz ne dépasse pas 0,4 à 0,5 m/s, et dans laquelle on dispose généralement d'un dispositif provoquant de nombreux changements de direction et des chocs (paille métallique, « tricot » métallique en fil d'acier inoxydable, etc.). L'huile décantée se rassemble à la partie basse du séparateur (figure IV.27). Les gaz refoulés passent éventuellement dans une double enveloppe afin de réchauffer l'huile accumulée. Ceci permet une diminution de la concentration en fluide frigorigène de l'huile avant sa réintégration dans les compresseurs. L'huile est ensuite acheminée périodiquement au carter du compresseur automatiquement par un robinet à flotteur. L'écoulement de l'huile à travers le siège du pointeau est facilité par la différence de pression qui règne entre le refoulement et le carrer du compresseur. Ce retour automatique est quelquefois doublé d'un robinet de retour manuel sur les séparateurs d'huile destinés aux machines industrielles. Dans les installations de forte puissance, la tubulure de retour d'huile est généralement munie d'un filtre. La construction de ces appareils est soumise à la règlementation concernant les réservoirs de gaz liquéfiés sous pression. Il existe des appareils démontables, ce qui permet le nettoyage ou le remplacement des éléments internes (figure IV.28).
2. **Séparateurs d'huile « turboil » :** le procédé de séparation d'huile associe :
   - La centrifugation en donnant un mouvement hélicoïde au fluide ;
   - La coalescence de l'huile en utilisant des spirales aiguilletées ;
   - La modification brutale de la vitesse ;
   - Les changements de direction.



Figure (IV.28) : Séparateur d'huile démontable.

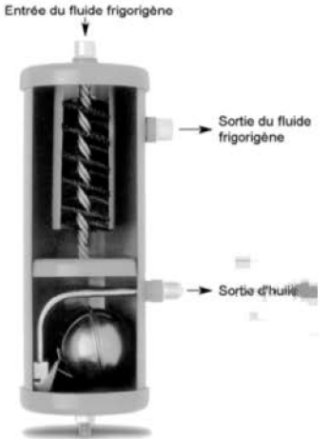


Figure (IV.29) : Séparateur d'huile « turboil ».

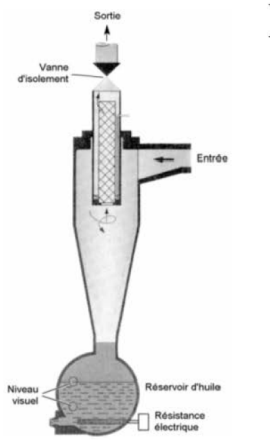


Figure (IV.30) : Séparateur d'huile du type « cyclone ».

3. **Séparateurs d'huile de type « cyclone » :** ils utilisent l'énergie cinétique des gaz de refoulement du compresseur pour provoquer la séparation d'huile du fluide frigorigène (figure IV.30).
4. **Séparateurs d'huile réservoir :** en plus de la fonction de séparation d'huile, ces appareils assurent le stockage d'huile dans un réservoir incorporé. Il n'y a plus de robinet à flotteur. Un dispositif de visualisation de niveau d'huile dans le réservoir est prévu (voyants, etc.). Ils sont utilisés en association avec un système de contrôle de niveau d'huile dans les compresseurs (figure IV.31).



Figure (IV.31) : Séparateur d'huile réservoir

IV.7. Tuyauterie de l'installation :

La circulation d'un fluide dans une tuyauterie entraîne des pertes de charge, dont la valeur dépend de plusieurs facteurs, comme la nature du fluide, sa viscosité, sa masse volumique, etc. Soit de l'enveloppe dans laquelle le fluide circule : nature du tube, rugosité, changements de section, changements de direction, etc.

Ces pertes de charge, que l'on appelle parfois « pertes de charge dynamiques », 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 d'un circuit frigorifique.

- **La tuyauterie de refoulement** : est la tuyauterie qui relie le compresseur au condenseur ;
- **Tuyauterie de liquide :** cette tuyauterie relie le condenseur au détendeur ;
- **Tuyauterie d'aspiration :** la tuyauterie d'aspiration relie l'évaporateur au compresseur.

La tuyauterie a pour rôle de relier les différents composants de l'installation entre eux. Elle doit être précisément dimensionnée pour garantir le bon fonctionnement de la machine.

IV.7.1. Choix de tuyauterie :

Le choix de la tuyauterie de notre installation a été fait à partir du logiciel **Coolselector**. Les tuyauteries qui doivent être sélectionnées sont celles du liquide et de l'aspiration. La tuyauterie de refoulement est intégrée au groupe de condensation que nous avons sélectionné précédemment et ne sera donc pas présentée dans les tableaux suivants.

	Type de tuyauterie	DN	DP (*bar)*	DT_sat *(K)*	Vitesse, entrée (*m/s)*	Vitesse, sortie (*m/s)*
Chambre 1	DIN-EN 16	16	0.095	0.2	1.26	1.26
Chambre 2	DIN-EN 16	16	0.086	0.2	1.18	1.18
Chambre 3	DIN-EN 15	15	0.078	0.2	1.07	1.07
Chambre 4	DIN-EN 15	15	0.090	0.2	1.16	1.16
Chambre 5	DIN-EN 22	22	0.063	0.1	1.27	1.27
SAS	DIN-EN 15	15	0.042	0.1	0.77	0.77

Tableau (IV.6) : Choix de tuyauterie de ligne liquide de chaque chambre

	Type de tuyauterie	DN	DP (*bar)*	DT_sat *(K)*	Vitesse, entrée (*m/s)*	Vitesse, sortie (*m/s)*
Chambre 1	DIN-EN 42	42	0.020	0.1	7.19	7.22
Chambre 2	DIN-EN 42	42	0.018	0.1	6.78	6.80
Chambre 3	DIN-EN 35	35	0.029	0.2	7.83	7.89
Chambre 4	DIN-EN 35	35	0.034	0.2	8.47	8.54
Chambre 5	DIN-EN 64	64	0.015	0.2	10.59	10.66
SAS	DIN-EN 28	28	0.044	0.2	7.57	7.63

Tableau (IV.7) : Choix de tuyauterie d'aspiration de chaque chambre

Chapitre V :
Régulation et maintenance

V.1. Introduction :

La régulation est essentielle pour les circuits frigorifiques et permet de nombreuses actions nécessaires au fonctionnement du système. La régulation peut également compenser un certain nombre de mauvais fonctionnements liés à la conception ou à la mise en œuvre de ces circuits. Toutefois l'objectif principal est d'adapter au plus proche la production aux besoins.

Les installations doivent être maintenues en bon état sur le long terme. En effet, les machines fonctionnent avec des pièces en mouvement qui, bien sûr, finiront par s'user ou se détériorer.

Les pannes peuvent être la conséquence de mauvaises conditions de fonctionnement, mais elles peuvent également provenir d'une mauvaise conception de l'installation.

V.2. Régulation :

La régulation est un dispositif qui permet de maintenir une grandeur physique telle que : la température, pression, vitesse d'air, etc. Le but de la régulation est de maintenir automatiquement une grandeur physique à une valeur désirée appelée point de consigne, Le principe de la régulation est de mesurer en permanence l'écart entre la grandeur physique à régler X et la valeur de consigne X_c ($\varepsilon = X - X_c$) et de délivrer ou non un signal de demande d'énergie. Ce signal vient agir sur l'organe de réglage du fluide réglant.

Le système mis en œuvre pour la régulation est constitué principalement :

- D'un capteur,
- D'un régulateur,
- D'un organe de réglage.

Le capteur va mesurer la grandeur à contrôler et envoyer l'information au régulateur.

Le régulateur compare l'information avec le point de consigne (grandeur souhaitée). Le résultat de cette comparaison est appelé écart ou encore erreur. Le régulateur va appliquer un algorithme de régulation à l'erreur afin de pouvoir transmettre un signal à l'organe de réglage dont la fonction est d'agir sur une capacité dans le but est de corriger l'erreur.

L'organe de réglage peut être une vanne de réglage, un compresseur, etc. La manière dont la grandeur mesurée est influencée par l'organe de réglage détermine le type de boucle de régulation. On distingue :

⇒ **La boucle fermée :** lorsque l'écart $(X - X_c)$ entre la mesure et la consigne augmente, il y a action sur la vanne 3 voies, et donc sur le fluide réglant, la sonde disposée sur la tuyauterie enregistre cette modification, il y a un retour (figure V.1).

⇒ **La boucle ouverte :** la position de l'organe de réglage ne tient compte que de la température extérieure et non de la température du fluide réglant (figure V.2).

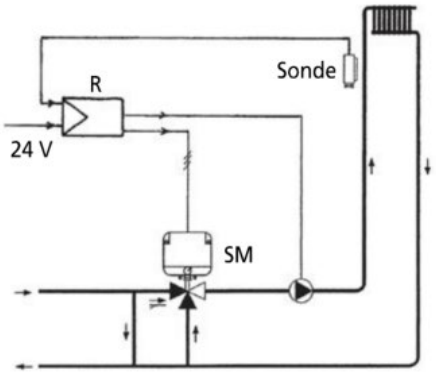


Figure (V.1) : Boucle fermée

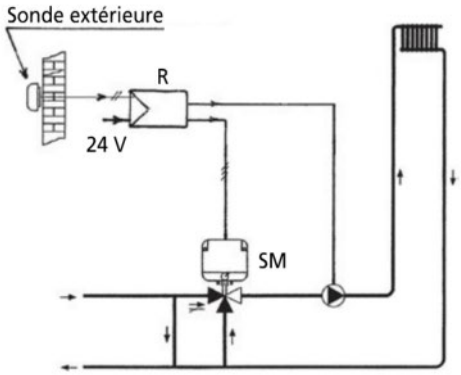


Figure (V.2) : Boucle ouverte

V.2.1. Types d'action en régulation :

V.2.1.1. Action "tout ou rien " (TOR) :

C'est la régulation la plus simple qui ne permet que deux actions marche /arrêt, par ouverture ou fermeture d'un contact, pas de position intermédiaire (0 ou 100 %). Les deux réglages sont la consigne (ex : T° à atteindre) et le différentiel.

Ce qui ne permet pas d'avoir une régulation très fine, la température ambiante est soumise à d'assez grandes variations et l'écart de réglage permanent est relativement grand. Notons que plus la valeur du différentiel est réduite plus on risque de générer un phénomène nommé le pompage.

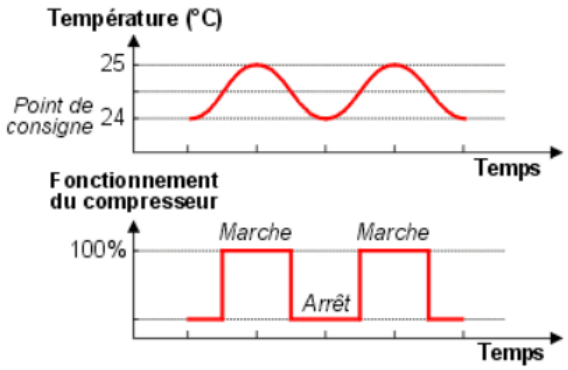


Figure (V.3) : Régulation tout-ou-rien

V.2.1.2. Régulation proportionnelle :

La régulation proportionnelle analyse constamment l'écart entre la mesure X et la consigne X_c. Le signal élaboré, proportionnel à l'écart, est transmis à un servomoteur (organe de commande) qui agit sur un organe de réglage. Le fluide réglant agit donc proportionnellement à l'écart entre la mesure et la consigne.

La bande proportionnelle (BP) est la variation de la grandeur physique contrôlée qui provoque la course complète de l'organe de réglage. Les bandes proportionnelles sont réglables. De trop faibles bandes proportionnelles conduisent à du pompage, les vannes sont très sollicitées, ce qui est néfaste. De trop grandes bandes proportionnelles conduisent à de trop grands écarts.

V.2.1.3. Action intégrale (régulation PI) :

L'action intégrale est une action qui, associée à l'action proportionnelle, permet de combattre l'écart (mesure — consigne) propre à l'action proportionnelle. Jamais utilisée seule, elle est toujours associée à l'action proportionnelle.

La composante intégrale accumule les écarts passés pour affiner progressivement la correction. Plus l'erreur mesurée persiste dans le temps, plus la correction intégrale augmente. L'algorithme utilise une mémoire des différents écarts déjà mesurés pour déterminer le temps d'intégration optimal.

V.2.1.4. Action dérivée (régulation PID) :

L'action dérivée représente la dimension anticipative du système. Elle permet de prévoir l'évolution future de l'écart en analysant sa vitesse de variation. Cette composante améliore considérablement la stabilité du système en compensant les dépassements excessifs de la consigne.

V.2.2. Organes mécaniques de régulation et de sécurité :

Le rôle général de ces appareillages est de mettre en service ou hors service l'installation frigorifique qu'ils régulent ou protègent, ou une partie seulement, dans le cas d'une installation à plusieurs postes de froid.

V.2.2.1. Thermostats :

- **Rôle des thermostats de régulation :** leur rôle est de régler la température d'une surface ou d'un milieu liquide ou gazeux entre deux limites prédéterminées et aussi voisines que possible de la température réelle que l'on désire obtenir. Les dispositifs de rupture brusque et de différentiel impliqueront donc l'encadrement de la température désirée entre deux limites : l'une supérieure, et l'autre inferieure.
- **Rôle des thermostats de sécurité :** leur rôle est de mettre à l'arrêt l'installation ou d'enclencher un dispositif de signalisation ou d'alarme si la température de l'élément contrôlé

est supérieure à la valeur de consigne (sécurité haute) ou inférieure à la valeur de consigne (sécurité basse).

Le thermostat comporte obligatoirement :

— Un organe de détection (thermomètre) ;
— Un organe de commande (interrupteur électrique) ;
— Un dispositif de liaison mécanique qui relie l'organe de détection à l'organe de commande.

La plage de réglage définit les températures maximale et minimale que le thermostat peut contrôler.

Le différentiel représente l'écart de température entre le point d'enclenchement et celui de coupure du contact, il peut être fixe ou réglable.

- Pour les appareils de régulation, le réarmement est automatique.
- Pour les appareils de protection, le réarmement peut être automatique ou manuel.

L'élément détecteur est soumis directement à la température à régler, soit par application sur la surface dont on veut régler la température froide (thermostat de surface ou thermostat d'évaporateur), soit par la mise en place de l'élément détecteur dans l'ambiance dont on veut régler la température (thermostat d'ambiance gazeuse ou liquide).

La réaction de l'organe détecteur aux variations de température provoque un mouvement de l'équipage mobile, mouvement retardé quel qu'en soit le sens par 1e dispositif de différentiel qui, après avoir joué son rôle, libère le dispositif de rupture brusque provoquant ainsi, soit la fermeture, soit l'ouverture du circuit électrique de commande.

V.2.2.1.1. Thermostats à bilame :

Ces thermostats sont constitués de deux lames de matériaux ayant des coefficients de dilatation différents formant le contact. Sous l'effet des variations de température, ces contacts se déforment, s'éloignent ou se rapprochent, activant ou désactivant ainsi le circuit.

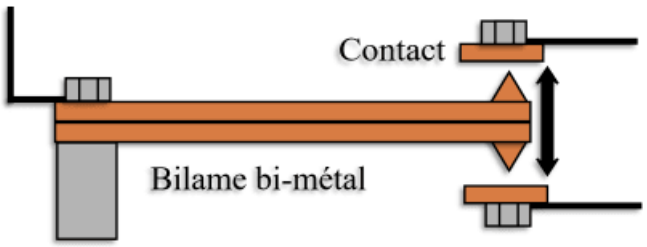
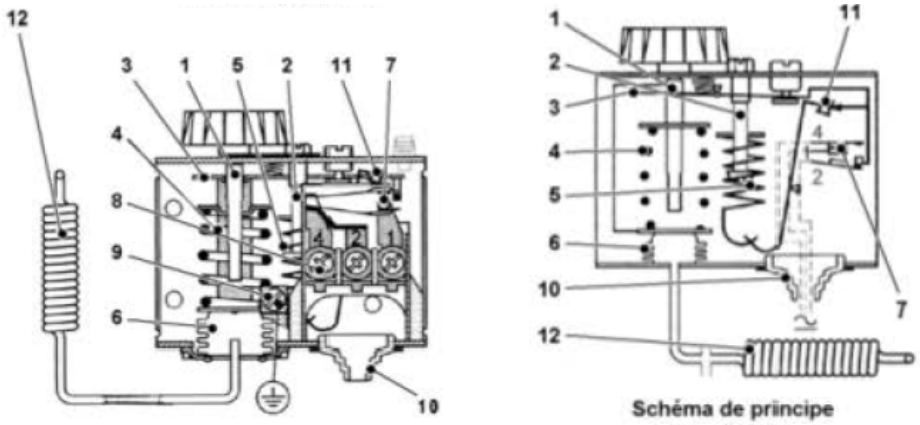


Figure (V.4) : Thermostats à bilame

V.2.2.1.2. Thermostats à bulbe :

Le système comprend un "train thermostatique" composé du bulbe et du capillaire relié au thermostat. La pression du train thermostatique agit par déformation sur un soufflet. Un ressort

antagoniste réglé par une vis constitue le point de consigne, l'ensemble permettant d'agir sur le contact. Le bulbe, contenant un mélange vapeur/liquide, est placé dans la zone à contrôler.



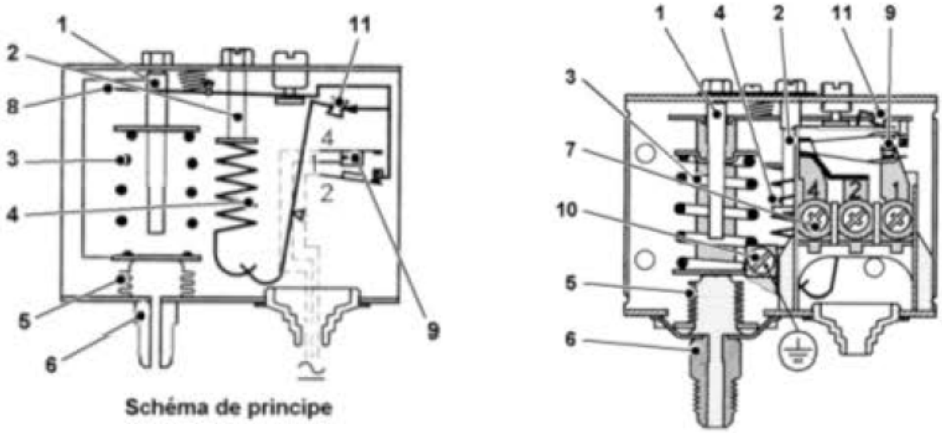
1 : tige de réglage du point de consigne. 2 : tige de réglage du différentiel. 3 : bras principal. 4 : ressort principal. 5 : ressort différentiel. 6 : soufflet. 7 : système de contact. 8 : borne de raccordement. 9 : borne de terre. 10 : passage du câble. 11 : dispositif de rupture brusque.

Figure (V.5) : Thermostat à bulbe

V.2.2.2. Pressostats :

V.2.2.2.1. Pressostats basse pression :

- **Rôle en tant qu'appareil de conduite :** assurer la marche automatique de l'installation en fonction de la pression d'évaporation du fluide frigorigène et régler ainsi indirectement la température de l'enceinte refroidie.
- **Rôle en tant qu'appareil de protection :** mettre à l'arrêt le compresseur en cas de baisse anormale de la pression d'aspiration et le remettre en service lorsque les conditions normales de marche sont rétablies (appareil de sécurité).



1 : tige de réglage du point de consigne. 2 : tige de réglage du différentiel. 3 : ressort de réglage. 4 : ressort de différentiel. 5 : soufflet. 6 : tubulure de raccordement basse pression. 7 : bornes de raccordement. 8 : bras principal. 9 : système de contact. 10 : borne de terre. 11 : diapositif de rupture brusque.

Figure (V.6) : Pressostat

La pression à régler agit sur le soufflet déformable (5) qui lorsque celle-là tend à augmenter pousse le levier solidaire du dispositif de rupture brusque. Cette poussée est contrebalancée par l'action du ressort de réglage (3). Le ressort réglable (4) permet de faire varier le différentiel du pressostat.

- **Fonctionnement en tant qu'organe de conduire :** la machine étant en régime permanent, la pression d'aspiration est telle que, par son réglage, les contacts du pressostat sont fermés. L'ambiance à refroidir atteignant la température désirée, la pression d'évaporation s'abaisse au-dessous de la valeur préréglée pour la coupure, l'action du ressort de réglage (3) devient prépondérante et les contacts s'ouvrent, la machine est ainsi mise à 1'arrêt. La pression s'élevant durant cet arrêt tend à faire basculer le dispositif de rupture brusque afin de fermer les contacts ; cette rupture est différée du fait de l'action du ressort de différentiel (4) qui permet d'assurer ainsi un écart fonctionnel entre l'arrêt et le départ du compresseur.
- **Fonctionnement en tant qu'organe de sécurité :** le fonctionnement du pressostat restera semblable à celui précédemment décrit, mais son réglage n'assurera plus le maintien en température de la chambre froide, celui-ci devra être assuré par un organe indépendant (thermostat). Le pressostat mettra à l'arrêt le compresseur en cas de baisse anormale de la pression d'aspiration. Le compresseur étant ainsi mis à l'arrêt, la pression remontera lentement et provoquera une remise en service du compresseur sans que pour cela soit éliminée la cause ayant provoqué cette baisse anormale de pression. Il agit en « sécurité » évitant par exemple une entrée d'air dans le circuit frigorifique (réglage de la coupure légèrement au-dessus de la pression atmosphérique), incident qui pourrait provoquer d'autres perturbations fonctionnelles.

V.2.2.2.2. Pressostats haute pression :

- **Rôle en tant qu'appareil de conduite :** ils assurent la régulation de la pression de condensation par mise en marche ou arrêt des ventilateurs des condenseurs à air.
- **Rôle en tant qu'appareil de sécurité :** ils provoquent l'arrêt du compresseur en cas de hausse anormale de la pression de refoulement et remettent le compresseur en service lorsque les conditions normales de fonctionnement sont rétablies.

Les éléments constitutifs sont semblables à ceux déjà décrits pour les pressostats basse pression. Seules la gamme de réglage du point de consigne et la gamme des différentiels sont modifiées par la mise en place de ressorts plus puissants.

Le principe fonctionnel est identique à celui du pressostat basse pression présenté plus haut.

- **Fonctionnement en tant qu'organe de conduite :** ils régulent le fonctionnement du ou des ventilateurs d'un condenseur pour établir une pression de condensation compatible avec le bon fonctionnement des détendeurs en hiver, tout en évitant une haute pression excessive en été.
- **Fonctionnement en tant qu'organe de sécurité :** la machine étant en régime permanent, la pression de refoulement est stabilisée à une valeur qui ne dépend que du débit et de la température d'entrée au condenseur du medium de condensation (air ou eau).

Dans ces conditions de fonctionnement, le réglage du pressostat est tel que les contacts sont fermés. Pour une cause fortuite (manque d'eau de condensation, air dans le circuit, fausse manœuvre, etc.) la pression de refoulement monte anormalement et risque d'atteindre une valeur dangereuse pour la bonne tenue du matériel : elle va ainsi atteindre la valeur préréglée pour la coupure, l'action du soufflet devient prépondérante et les contacts s'ouvrent ; le compresseur est ainsi mis à 1'arrêt. La pression baissante, le ressort de réglage tend à faire basculer le dispositif de rupture brusque afin de fermer les contacts, le ressort du différentiel retarde cette action en assurant ainsi un écart fonctionnel au pressostat.

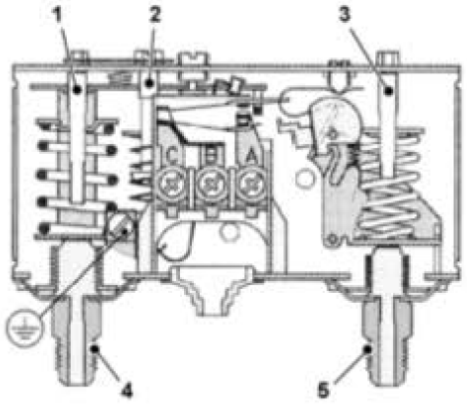
V.2.2.2.3. Pressostats combinés :

Dans un but de simplification des circuits électriques et d'économie, les deux pressostats peuvent être réunis dans un ensemble commun comprenant un boîtier commun comportant l'ensemble des deux mécanismes et un jeu de contacts commun.

Le pressostat combiné (quelle que soit sa conception) devra assurer les rôles dévolus à chacun de ses constituants, soit :

- Rôle de régulation sur le circuit basse pression et rôle de sécurité sur le circuit haute pression ;
- Rôle de sécurité, tant sur le circuit basse pression que sur le circuit haute pression.

Le principe de fonctionnement reste semblable pour chaque partie du pressostat combiné à ceux exposés pour les pressostats basse et haute pression.



1 : tige de réglage du point de consigne
BP. 2 : tige de réglage du différentiel BP.
3 : tige de réglage du point de consigne
HP. 4 : tubulure de raccordement BP.
5 : tubulure de raccordement HP.

Figure (V.7) : Pressostat combiné haute et basse pression

V.2.2.2.4. Pressostats différentiels :

Ce pressostat est généralement utilisé pour assurer la mise à l'arrêt d'un compresseur en cas de lubrification défectueuse (lubrification assurée par une pompe à huile). Le pressostat est alors dénommé pressostat différentiel d'huile. Dans ce cas, le pressostat doit être combiné avec un dispositif temporisé (inclus ou adjoint) au bottier de l'appareil. Il peut également être utilisé pour la protection des pompes à liquide frigorigène, il est alors démuni de dispositifs de temporisation.

Il a pour rôle d'arrêter le fonctionnement du compresseur si la pression différentielle d'huile n'est pas (ou plus) suffisante pour lubrifier correctement l'ensemble des pièces mécaniques du compresseur. La pression de refoulement de la pompe à huile dépend de la pression d'aspiration (pression régnant dans le carter), c'est donc en fait une différence de pression (ou pression différentielle) que nous garantira le pressostat.

Sur la figure (V.8), à l'enclenchement du thermostat (a), la bobine KM du contacteur de commande du moteur est mise sous tension, le compresseur démarre, le contact auxiliaire km 1 (b) du contacteur du compresseur se ferme. Pendant un court instant, la pression d'huile étant faible, le contact (c) est établi entre 1 et 2, la résistance R du pressostat est alimentée ; si l'alimentation de cette résistance dépasse le temps de la temporisation du pressostat, le contact (d) qui était établi entre 1 et 2 bascules et s'établit entre 1 et 3 : le circuit de commande du compresseur est coupé, le compresseur s'arrête et l'alarme « défaut d'huile » est alimentée. Le contact (d) est à réarmement manuel. Dans le cas (plus fréquent !) où la pression d'huile atteint sa valeur normale avant la durée de la temporisation du pressostat, la pression d'huile pousse le contact (c) vers le haut, ce qui interrompt l'alimentation de la résistance du pressostat, le fonctionnement du groupe est alors normal.

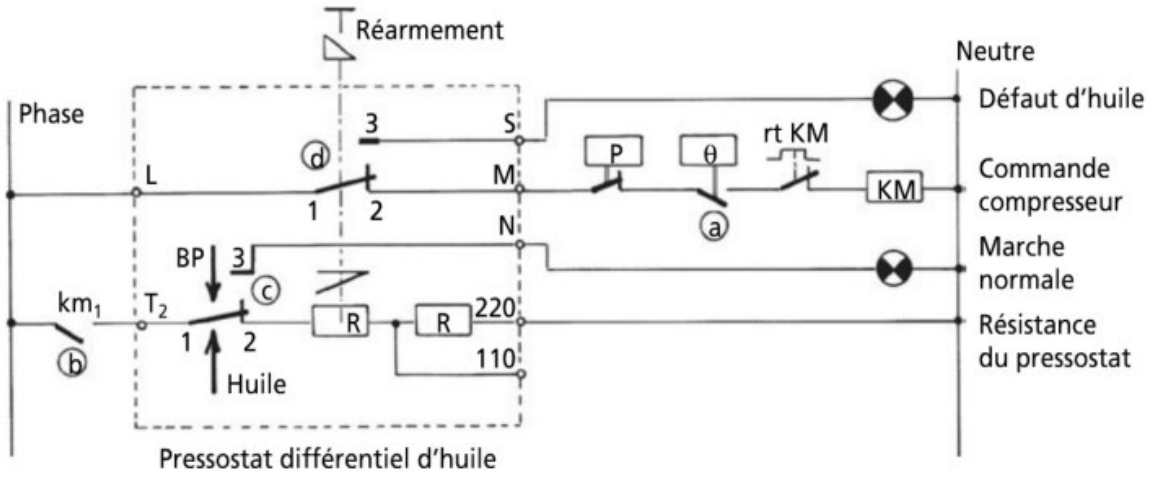


Figure (V.8) : Schéma fonctionnel d'un pressostat différentiel d'huile

V.2.3. Régulation de base :

V.2.3.1. Thermostatique :

Il s'agit de la régulation la plus simple et la plus utilisée. Le thermostat enclenche et coupe le compresseur afin de maintenir le poste frigorifique à la température désirée. La ventilation peut être mise en marche forcée ou associée au compresseur (figure V.9).

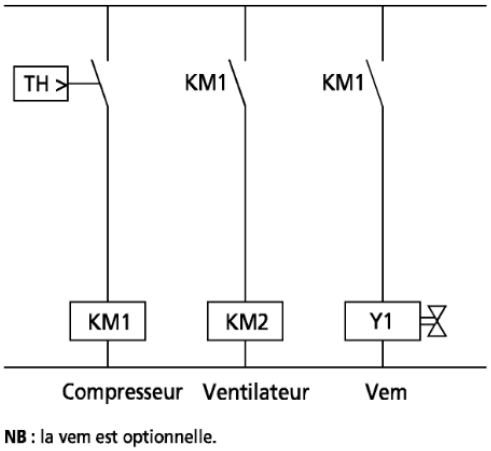


Figure (V.9) : Schéma électrique de la régulation thermostatique

V.2.3.2. Pressostatique :

La régulation pressostatique s'apparente à la régulation thermostatique. Toutefois, on va utiliser la relation pression température pour régler le pressostat. Le point de coupure correspondra à la température d'évaporation en fin de cycle et le point de réenclenchement sera la température de la chambre (relation pression température du fluide frigorigène) (figure V.10).

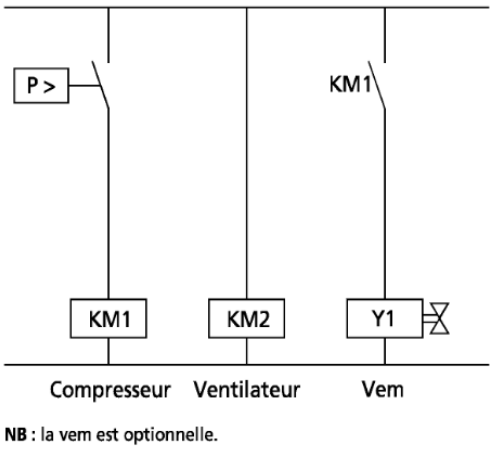


Figure (V.10) : Schéma électrique de la régulation pressostatique

V.2.3.3. Mixte :

Ce type de régulation utilise un pressostat et un thermostat. Les régulations mixtes Mortreux et Inverse conjuguée sont de moins en moins utilisées de nos jours. Ces régulations sont applicables à des postes du type (chambre froide supérieure à 0 °C).

V.2.3.3.1. Mortreux :

La régulation Mortreux est une régulation utilisée pour affiner l'hygrométrie dans les chambres froides. Le thermostat enclenche et coupe la ventilation en fonction de la température de la chambre froide. Le pressostat enclenche le compresseur lorsque la pression atteint la température permettant un dégivrage homogène de la batterie (relation pression/température du fluide frigorigène).

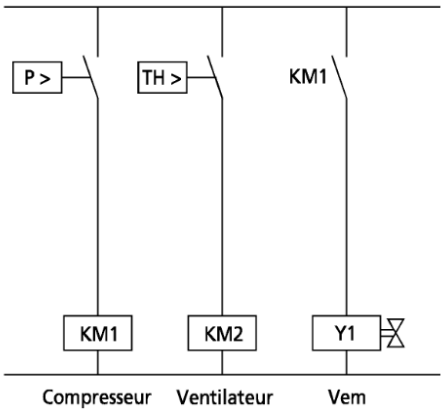


Figure (V.11) : Schéma électrique de la régulation Mortreux

La coupure du compresseur s'effectue lorsque la pression atteint la température d'évaporation en fin de cycle moins un ΔP destiné à fixer la quantité d'eau désirée.

V.2.3.3.2. Inverse conjuguée :

La régulation inverse conjuguée utilise les appareils de régulation à l'inverse du système Mortreux. Le thermostat commande le compresseur et le pressostat commande la ventilation. Ce système est utilisé pour effectuer un dégivrage en fin de cycle. Le thermostat enclenche et coupe le compresseur en fonction de la température de la chambre froide. Lorsque le thermostat coupe le compresseur, la pression remonte via l'échange thermique effectué par la ventilation.

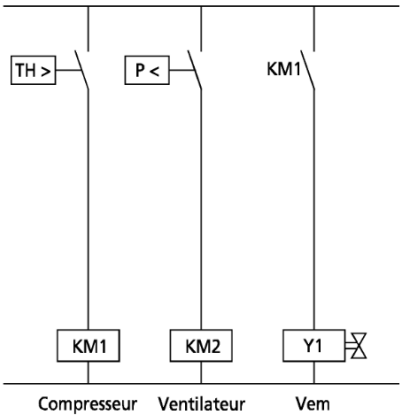


Figure (V.12) : Schéma électrique de la régulation inverse conjuguée

Le pressostat coupe la ventilation lorsque la pression atteint la température permettant un dégivrage homogène de la batterie (relation pression/température du fluide frigorigène). La

remise en service de la ventilation s'effectue à la température d'évaporation correspondant au redémarrage du compresseur.

V.2.3.3.3. Tirage au vide (*pump-down*) :

La régulation par tirage au vide (pump-down) est un classique de la réfrigération négative bien que l'on puisse utiliser cette régulation pour des postes positifs. L'intérêt principal de ce type de régulation est de diminuer la solubilité du fluide frigorigène dans le lubrifiant.

Le thermostat commande l'électrovanne en fonction de la température de la chambre froide. Le pressostat enclenche le compresseur à la température d'évaporation correspondant à la température haute de la chambre froide (relation pression/température du fluide frigorigène). La coupure du compresseur s'effectue, via le pressostat, à la valeur de température d'évaporation correspondant à la température basse de la chambre froide moins un ΔP suffisant afin de vider l'évaporateur de fluide frigorigène liquide pour éviter toute remontée de la pression.

La figure (V.13) représente le système *pump-down* automatique. Ce système présente l'inconvénient, en cas de fuite de l'électrovanne hors tension, de créer des courts cycles.

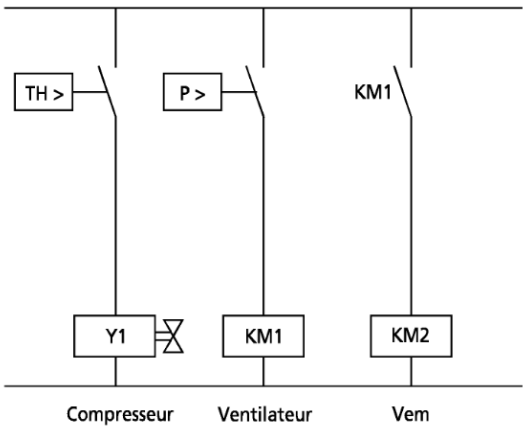


Figure (V.13) : Schéma électrique
de la régulation *pump-down*

Une alternative consiste à verrouiller électriquement le compresseur à l'issue du *pump-down*. Cette dernière technique porte le nom de régulation **pump-down single** (tirage au vide simple ou unique).

V.2.4. Schéma électrique des chambres froide positive :

V.2.4.1. Régulateur numérique des chambres froides 1,2,3,4 et le SAS :

Le régulateur numérique de nos systèmes de températures positives est du type **XR60CX (DIXELL) :**



Figure (V.14) : Régulateur numérique XR60CX

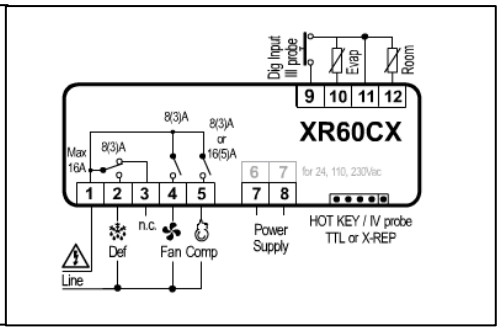


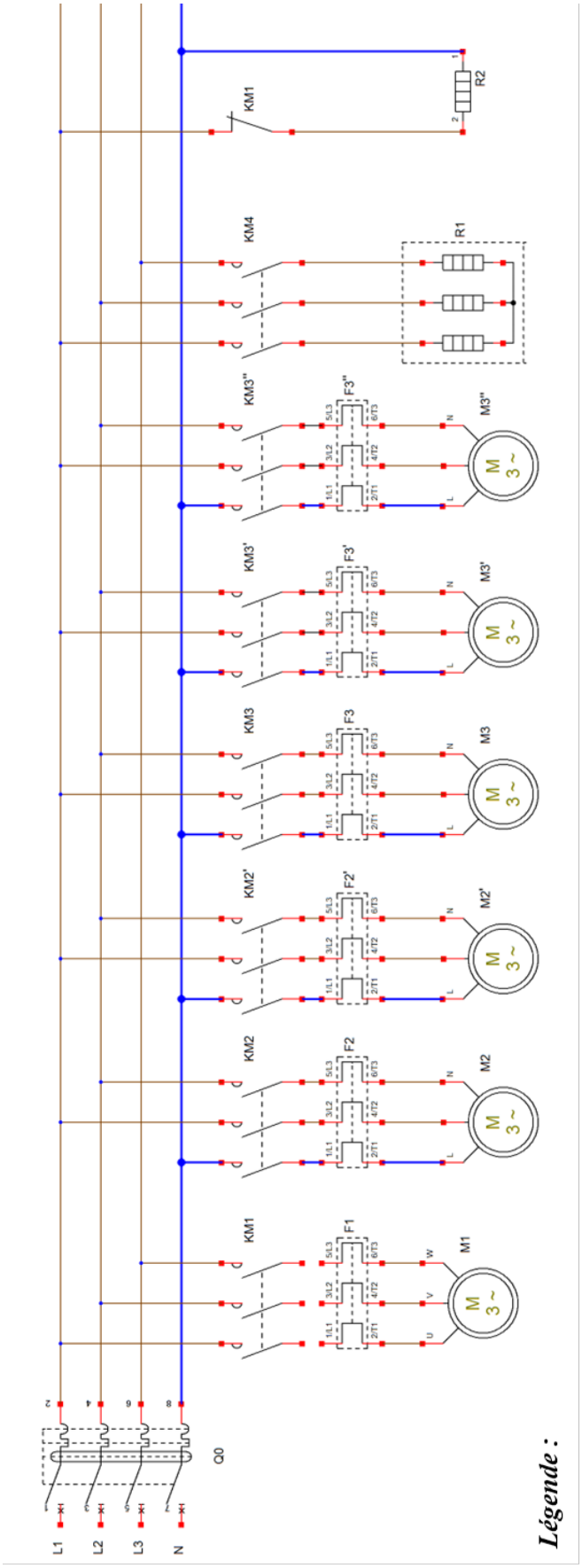
Figure (V.15) : Schéma électrique du régulateur numérique XR60CX

FICHE TECHNIQUE - XR60CX - RÉGULATEUR DIGITAL POUR APPLICATIONS VENTILÉES

marque	DIXELL
Garantie	1 an
Application	Réfrigeration
Boîtier	ABS auto-extinguible
Alimentation	12V ou 230V (suivant le modèle)
Protection frontale	IP 65
Entrées digitales	1 configurable
Entrées sonde	3x NTC/PTC
Sonde comprise	non
Sorties relais	3
Caractéristiques Relais	Compresseur 8A ou 20A (suivant le modèle), Dégivrage 8A, Ventilation 8A (ou 5A pour modèle avec compresseur 20A)
Gamme de mesure	-40 ÷ 110 °C avec sonde NTC
Résolution	0,1 °C

Figure (V.16) : Fiche technique du régulateur numérique XR60CX

V.2.4.2. Schéma de puissance :



Légende :

- Q0 : disjoncteur différentiel magnétothermique tétra polaire
- KM1 : contacteur moteur compresseur
- KM2, KM2' : contacteur moteur ventilateur condenseur
- KM3, KM3', KM3'' : contacteur moteur ventilateur évaporateur
- KM4 : contacteur résistance de dégivrage
- F1 : relais thermique moteur compresseur
- F2, F2' : relais thermique moteur ventilateur condenseur
- F3, F3', F3'' : relais thermique moteur ventilateur évaporateur
- M1 : moteur compresseur
- M2, M2' : moteur ventilateur condenseur
- M3, M3', M3'' : moteur ventilateur évaporateur
- R1 : résistance de dégivrage
- R2 : résistance de carter

Figure (V.17) : schéma de puissance des chambres 1,2,3,4

V.2.4.3. Schéma de commande :

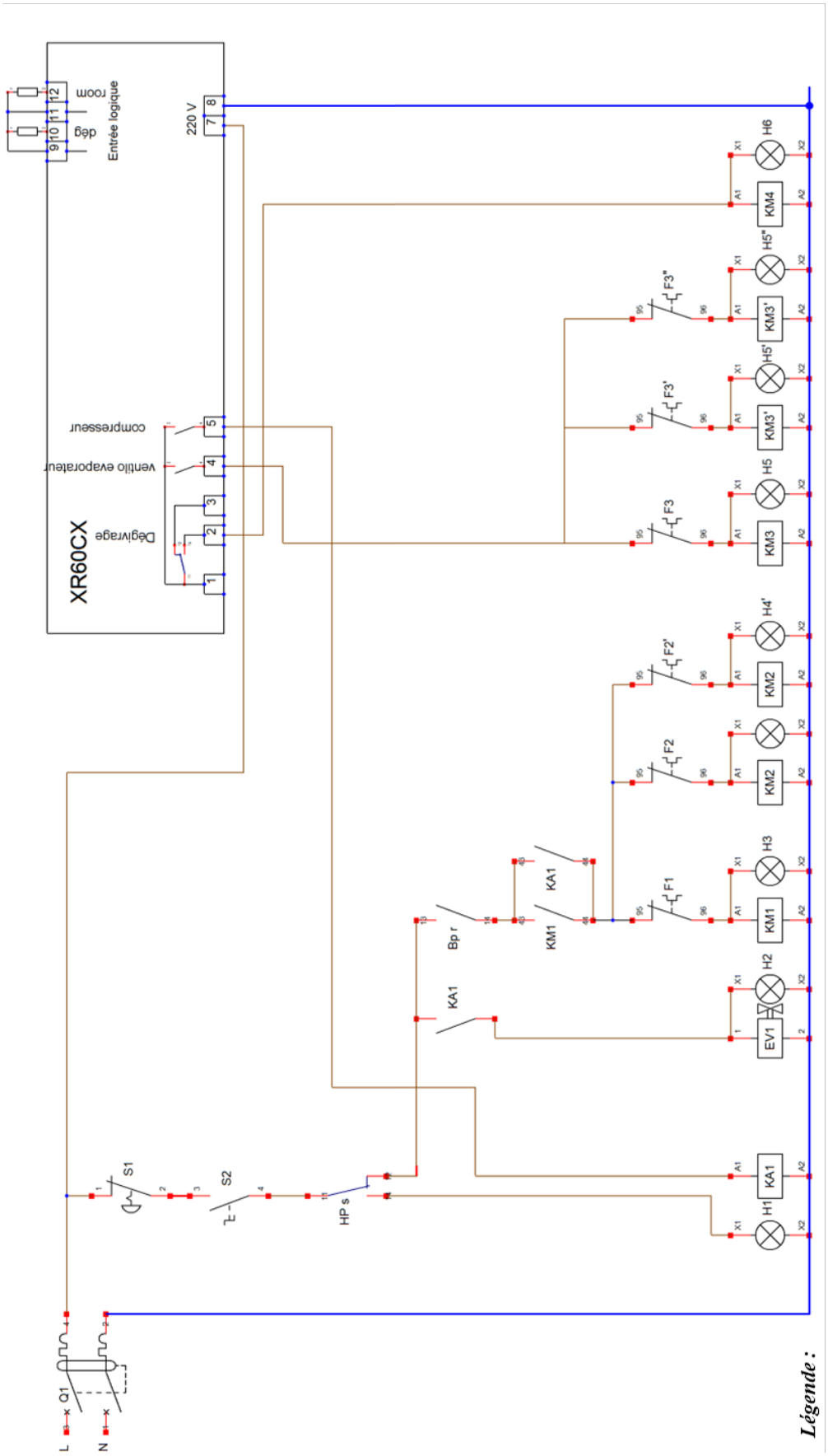


Figure (V.18) : schéma de commande des chambres 1,2,3,4

V.2.4.4. Le fonctionnement de l'installation :

Tout d'abord il faut fermer le contact du disjoncteur différentiel Q1 de commande puis on tourne le bouton rotative S2 sur la position marche, après la demande de froid la bobine du relais auxiliaire KA1 s'excite et les deux contacts auxiliaires KA1 se ferment, la bobine de l'électrovanne s'excite et la basse pression commence à s'augmenter lorsque elle arrive à la pression d'enclenchement le pressostat BP de régulation ferme son contact, et les deux bobines KM1 et KM2 s'excitent et le contact auxiliaire KM1 se ferme pour le maintien donc les deux moteurs du compresseur et du ventilateur condenseur démarrent.

Lorsque on atteint la température désirée le thermostat du régulateur ouvre son contact la bobine KA1 se désexcite et les contacts auxiliaires KA1 s'ouvrent, l'électrovanne ferme le, la bobine KM1 reste excitée et la basse pression diminue jusqu'à l'atteint de la pression de coupure, le pressostat BP ouvre son contact et les deux bobines KM1 et KM2 se désexcitent donc les deux moteurs compresseur et ventilateur condenseur s'arrêtent.

La commande des moteurs ventilateurs évaporateur et le fonctionnement de la résistance de dégivrage se fait par le régulateur numérique **XR60XC**.

V.2.5. Schéma électrique de la chambre froide négative :

V.2.5.1. Régulateur numérique de la chambre froide négative :

Le régulateur numérique de notre système de température négative est du type **MR55** Johnson Control **:**

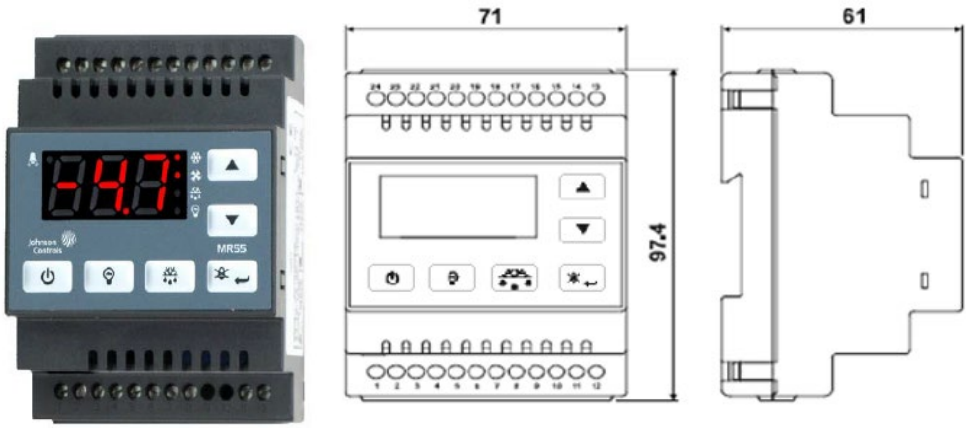


Figure (V.19) : Régulateur numérique MR55 Johnson Control

Le MR55 est un régulateur numérique conçu pour les unités de réfrigération 'statiques' et 'ventilées' fonctionnant à température positive ou négative. Il inclut toutes les fonctions de régulation nécessaires aux unités modernes de réfrigération avec gestion du compresseur, du ventilateur et du dégivrage statique, électrique ou par gaz chaud. De plus, il dispose de sorties auxiliaires pour le report des alarmes ou la commande de l'éclairage, ainsi qu'un bus de communication RS485 pour l'intégration à un réseau de supervision de type N2.

Pour être en conformité avec les principes HACCP, le régulateur est doté d'une mémoire qui stocke les températures minimum et maximum atteintes durant les conditions normales de fonctionnement. Celles-ci peuvent être lues à partir de l'afficheur. Chaque régulateur est doté d'un buzzer pour signaler localement les alarmes.

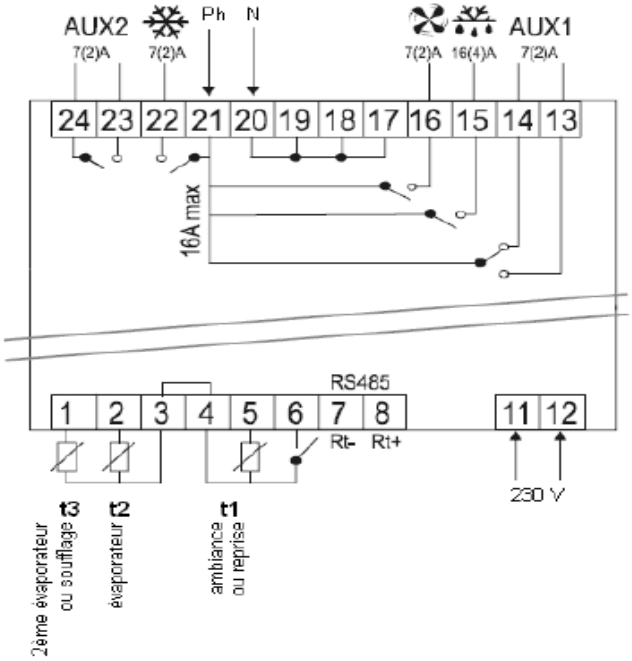


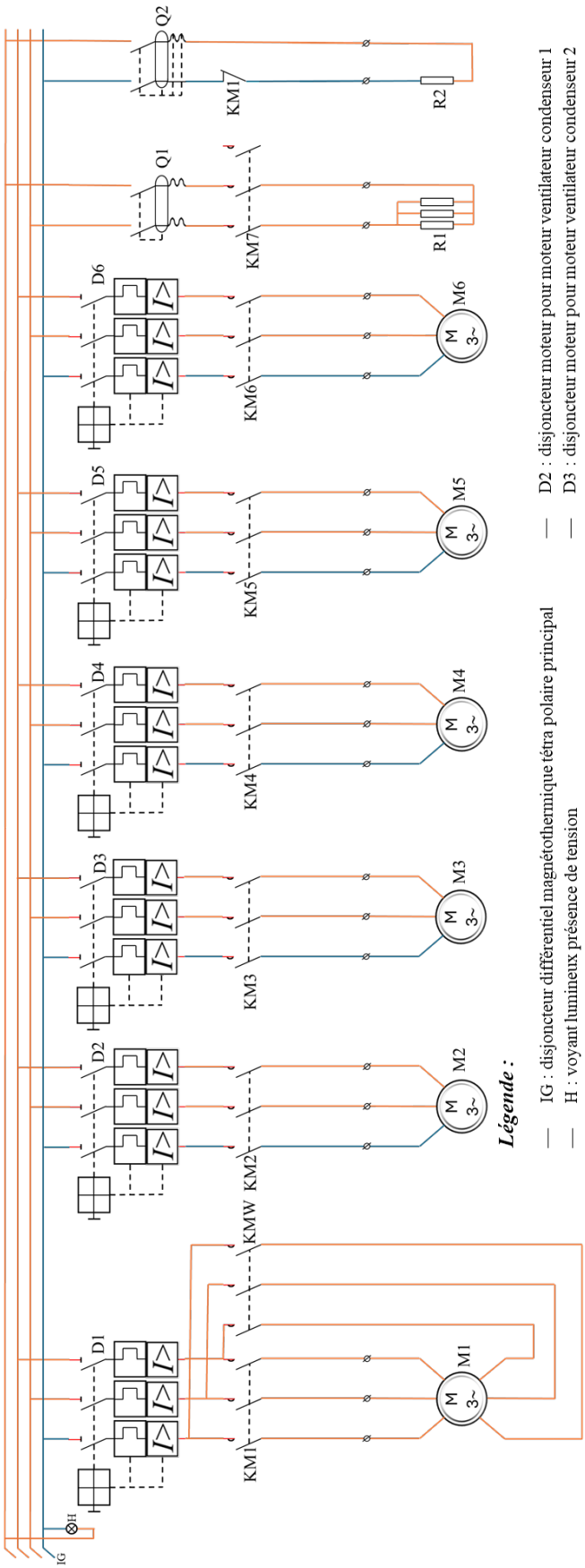
Figure (V.20) : Schéma électrique du régulateur numérique MR55 Johnson Control

Caractéristiques techniques

Produit	MR55DR230-1C
Alimentation	230 Vca/cc ±10% 50/60 Hz
Consommation	3W
Indice de protection	IP20
Conditions de fonctionnement	-10 à +50°C 15 à 80 % HR sans condensation
Plage d'utilisation	-40 à +80°C
Résolution de l'affichage	0.1°C, 1°C ou 1 F
Type de sonde	Pt1000, A99 ou NTC (1 sonde NTC réf : SN4K20P1 fournie)
Précision du régulateur	± < 1K (hors sonde)
Sorties	1 relais 250V 16(4) A pour le dégivrage 4 relais 250 V 7(2) A pour le compresseur, le ventilateur et les deux auxiliaires
Bus de communication	RS485
Dimensions (H x L x P)	97,4 x 71 x 61 mm
CE **Homologations**	Directive Basses tensions 72/23/EEC : EN60730-1 Directive EMC 89/336/EEC : Emissions EN55022 (Classe B) ; Immunité EN50082-1

Figure (V.21) : Fiche technique du régulateur numérique MR55 Johnson Control

V.2.5.2. Schéma de puissance :



Légende :

- IG : disjoncteur différentiel magnétothermique tétra polaire principal
- H : voyant lumineux présence de tension
- Q1 : disjoncteur magnétothermique bipolaire pour résistances de dégivrage
- Q2 : disjoncteur magnétothermique bipolaire pour résistance de carter
- KM1 : contacteur moteur compresseur 1
- KMW : contacteur moteur compresseur 2 (démarrage en part winding)
- KM2 : contacteur moteur ventilateur condenseur 1
- KM3 : contacteur moteur ventilateur condenseur 2
- KM4 : contacteur moteur ventilateur évaporateur 1
- KM5 : contacteur moteur ventilateur évaporateur 2
- KM6 : contacteur moteur ventilateur évaporateur 3
- KM7 : contacteur résistances de dégivrage
- D1 : disjoncteur moteur pour moteur compresseur bi-étagé
- D2 : disjoncteur moteur pour moteur ventilateur condenseur 1
- D3 : disjoncteur moteur pour moteur ventilateur condenseur 2
- D4 : disjoncteur moteur pour moteur ventilateur évaporateur 1
- D5 : disjoncteur moteur pour moteur ventilateur évaporateur 2
- D6 : disjoncteur moteur pour moteur ventilateur évaporateur 3
- M1 : moteur compresseur bi-étagé
- M2 : moteur ventilateur condenseur 1
- M3 : moteur ventilateur condenseur 2
- M4 : moteur ventilateur évaporateur 1
- M5 : moteur ventilateur évaporateur 2
- M6 : moteur ventilateur évaporateur 3
- R1 : résistances de dégivrage
- R2 : résistance de carter

Figure (V.22) Schéma de puissance pour la chambre 5

V.2.5.3. Schéma de commande :

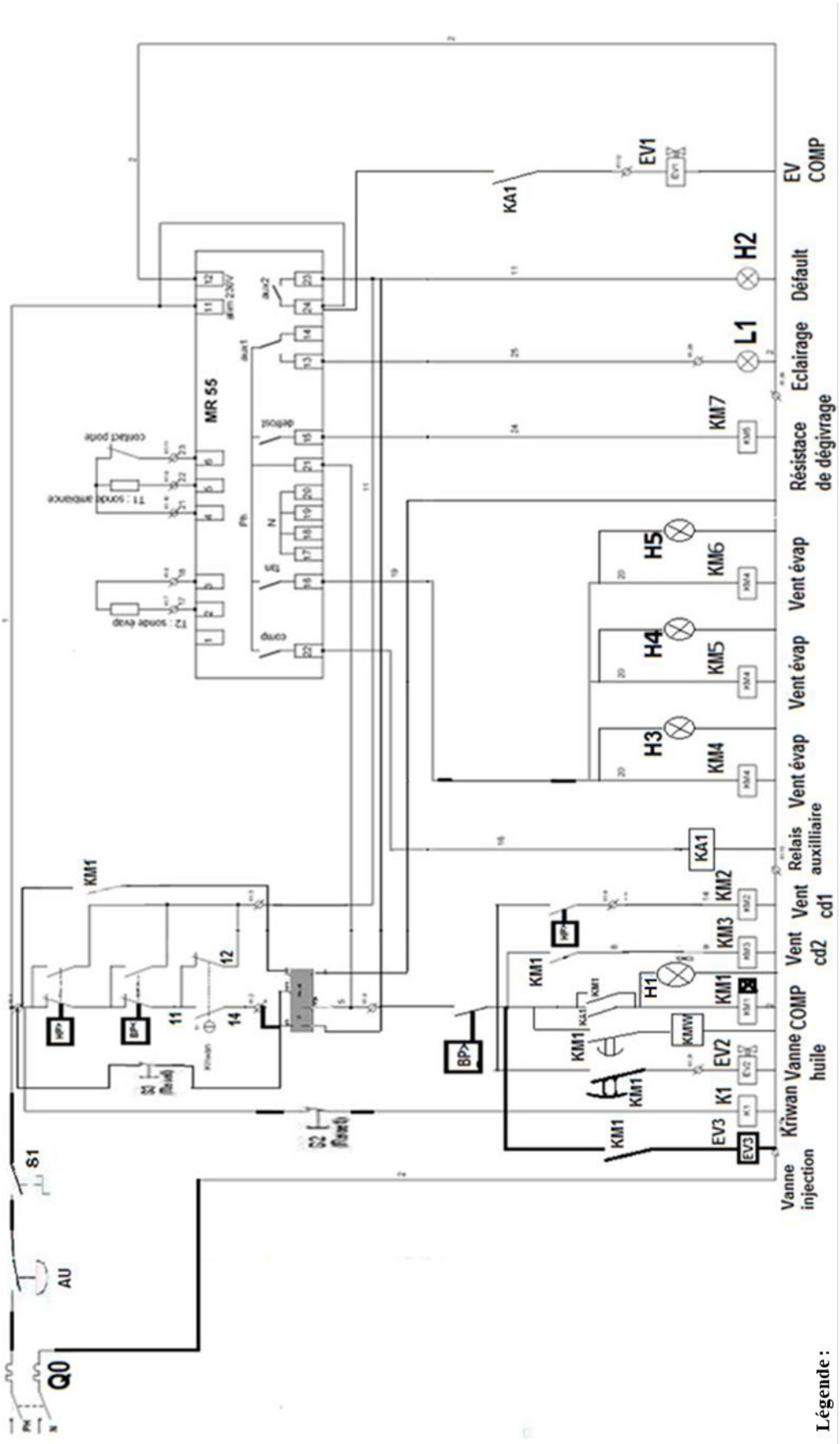


Figure (V.23) Schéma de commande pour la chambre 5

V.2.5.4. Le fonctionnement de l'installation :

Lorsque l'on ferme le disjoncteur principal et tous les autres disjoncteurs, on tourne le bouton de marche S1, ce qui provoque l'excitation de la bobine du relais auxiliaire KA1. Le contact du relais se ferme, ce qui provoque l'excitation de la bobine de l'électrovanne et l'ouverture de sa vanne. La pression BP augmente et le pressostat BP de régulation se ferme, ce qui permet au premier compresseur de démarrer par le contacteur KM1, ainsi qu'au ventilateur du condenseur 2 de démarrer également, après une fraction de seconde le deuxième compresseur démarre en part winding par le contacteur KMW.

Quand la température désirée sera atteinte, la bobine du relais auxiliaire KA1 s'excitera, le contact du relais s'ouvrira et la bobine de l'électrovanne s'excitera, et sa vanne se fermera, le compresseur continuera de marcher, la pression BP descendra et le pressostat BP de régulation s'ouvrira, le compresseur et le ventilateur condenseur 2 s'arrêteront (*pump down*).

- Le premier ventilateur du condenseur est quant à lui commandé par un pressostat HP de régulation.
- Les résistances de dégivrage, le ventilateur d'évaporateur et l'éclairage de la chambre froide sont quant à eux commandés par le régulateur numérique MR 55 Johnson Control.
- Les électrovannes d'injection et de retour d'huile fonctionnent en parallèle avec le compresseur.
- La résistance du carter du compresseur est alimentée à chaque arrêt du compresseur et vis versa.

♦ En cas de surchauffe des enroulements du compresseur, le Kriwan s'ouvre et le compresseur s'arrêtera.
♦ Si la différence de pression dans la pompe à huile est faible, le pressostat différentiel d'huile électronique se déclenche et le compresseur s'arrêtera.
♦ En cas de défaut de pressions (pression haute élevée ou pression basse faible), le combiné pressostatique se déclenche et le compresseur s'arrêtera.

Les boutons poussoirs S2 et S3 sont utilisés pour le réarmement manuel du Kriwan et du pressostat différentiel d'huile électronique respectivement.

V.3. Maintenance :

II existe une définition de la maintenance (NF EN 13306 X 60-319) : « Ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise ».

Les différentes opérations de maintenance consistent à vérifier, maintenir, entretenir et réparer un équipement. L'ensemble est mis en place pour assurer une fonction bien déterminée pendant toute la durée de vie des équipements.

La maintenance des installations peut être améliorée par des méthodes de planification comme par exemple l'utilisation du diagramme de **PERT** (*Program Evaluation and Review*

*Techni*que – Technique d'évaluation et d'examen de programmes) qui permet d'optimiser et de planifier des tâches ou encore l'utilisation du diagramme de **Gantt** (en complément du diagramme de **PERT**) qui permet graphiquement de visualiser l'avancement d'un projet ou son retard. Il existe aussi des logiciels de maintenance (GMAO – Gestion de la Maintenance Assistée par Ordinateur) qui permettent :

- La gestion des équipements (inventaire, localisation, etc.) ;
- La maintenance (corrective, systématique, etc.) ;
- La gestion des stocks (pièces détachées, fournisseurs, commande de nouvelles pièces, etc.)
- La gestion des plannings (pointage du personnel, intervention) ...

La durée de vie des équipements (appelés aussi biens) dépend principalement des conditions de fonctionnement, d'où l'importance de la maintenance et la nécessité de faire celle-ci tout au long de l'année.

La maintenance permet de réduire la fréquence des arrêts de production, d'optimiser le fonctionnement des installations et d'éviter ou d'anticiper les réparations. Elle peut être faite avec le personnel interne à l'entreprise (maîtrise de l'exploitation, maintien de la connaissance du parc, maintien d'un savoir-faire, personnels spécialisés compétents, etc.), ou être sous-traitée par un prestataire spécialisé (contrat de maintenance).

Il est également possible de faire une maintenance mixte avec le personnel interne pour les tâches telles que des relevés de température, de pression, les graissages, etc., et le prestataire pour les grosses opérations.

- **La maintenance préventive :** elle consiste à réduire la probabilité de défaillance ou de dégradation du fonctionnement d'un bien. Cette maintenance est réalisée suivant un échéancier et/ou des critères prédéterminés (dégradation). Elle comprend un contrôle complet de l'installation et des paramètres de fonctionnement.
- **La maintenance systématique :** se définit selon un échéancier établi en fonction du temps ou d'un nombre d'heures de fonctionnement.
- **La maintenance conditionnelle** : se définit selon un type d'événement prédéterminé (autodiagnostic, capteur, etc.).
- **La maintenance corrective** : (anciennement curative) s'effectue après la défaillance de la machine.
- **La télésurveillance** : c'est un système de contrôle à distance qui enregistre en continu les paramètres de fonctionnement de l'installation. En cas de dérive anormale du régime de fonctionnement de l'installation, des interventions sont prévues.

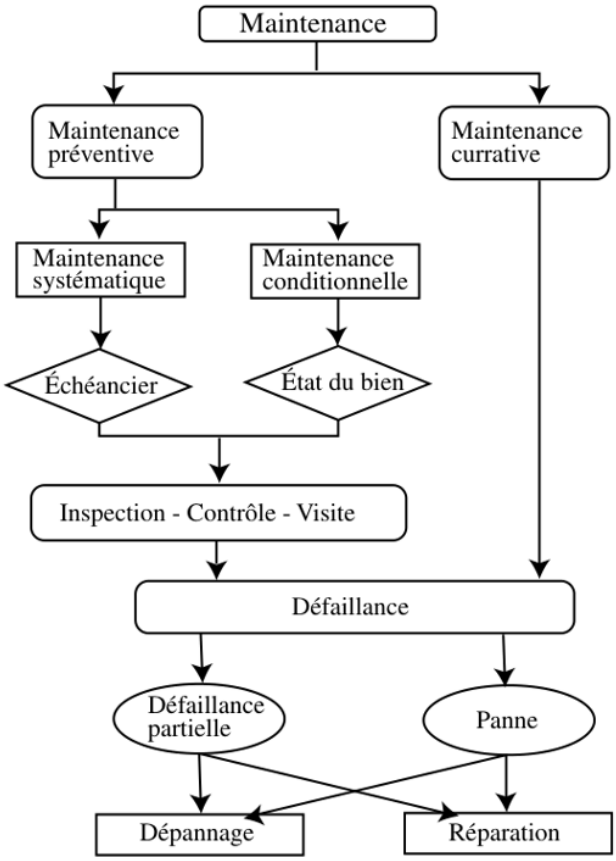


Figure (V.24) : Organigramme de maintenance

V.4. Pannes frigorifiques :

L'expérience du dépannage frigorifique sur les installations de froid permet de classer les pannes frigorifiques en huit grandes familles comme suit :

Les quatre premières pannes se caractérisent par une **BP anormalement faible :**

1) La panne du détendeur trop petit (la puissance du détendeur est insuffisante)
2) La panne du manque de charge en FF (le circuit frigorifique ne contient pas assez de FF)
3) La panne de la pré-détente (pré-détente indésirable sur la ligne liquide avant le détendeur)
4) La panne de l'évaporateur trop petit (la puissance frigorifique de l'évaporateur est insuffisante)
5) La cinquième panne se caractérise par une BP élevée avec une puissance frigorifique faible ; c'est la panne du compresseur trop petit, la puissance du compresseur est insuffisante

Les trois dernières pannes se caractérisent par une **HP anormalement élevée**

6) La panne de l'excès de charge (il y a trop de FF dans le circuit frigorifique)
7) La panne des incondensables (il y a un excès important d'incondensables dans le circuit)
8) La panne du condenseur trop petit (la puissance du condenseur est insuffisante)

Quelque soit la panne, elle se caractérise par une production frigorifique faible par rapport à la puissance normale.

V.4.1. Panne du détendeur trop petit :

Elle est souvent consécutive à une mauvaise sélection du détendeur thermostatique (buse trop petite). Le détendeur ne laisse pas passer assez de FF dans l'évaporateur, la dernière goutte de liquide va apparaître très tôt à l'intérieur de l'évaporateur, la SH des vapeurs à la sortie de l'évaporateur va être importante, la température du FF à l'aspiration du compresseur sera élevée et par conséquent celle du FF au refoulement également.

Le compresseur peut aspirer plus de vapeurs que l'évaporateur en produit, la BP devient anormalement faible. Le carter du compresseur sera anormalement chaud. La BP a tendance à chuter tandis que la température du fluide à refroidir à l'entrée de l'évaporateur augmente, l'écart maximal de température de l'évaporateur sera important. Le condenseur devient potentiellement surpuissant et puisque la puissance frigorifique produite est faible (manque de FF dans l'évaporateur), l'excédent de FF se retrouve dans le condenseur, le SR sera très bon.

Il ne faut cependant pas confondre cette panne avec celle de la pré-détente qui se caractérise par une différence de température entre le départ de la conduite liquide et l'entrée du détendeur.

V.4.2. Panne du manque de charge :

Lorsqu'il manque de FF dans l'installation, il en manque également dans tous les organes de l'installation, en particulier dans les organes principaux.

L'évaporateur sera mal alimenté en FF et des répercussions telles que celles de la panne du détendeur trop petit seront observées. Le condenseur devient surpuissant mais comme il manque de FF dans le condenseur également, la tuyauterie liquide sera mal remplie d'où la présence de FF gazeux dans cette tuyauterie, le SR sera pratiquement nul et des bulles devront apparaître dans le voyant liquide. La présence de bulles au niveau du voyant liquide n'implique pas forcément un manque de charge en FF, cependant un manque de charge se traduit toujours par la présence de bulles au niveau du voyant liquide.

V.4.3. Panne de la pré-détente :

Il s'agit d'une panne consécutive à une détente du FF sur la ligne liquide avant le détendeur à proprement parlé. Par exemple lorsque le filtre-déshydrateur est bouché, il s'oppose au passage du FF liquide et peut provoquer une chute de pression importante (suivant l'importance du colmatage), cette chute de pression peut être comparable à celle créée par la « détente normale », on peut retrouver alors un mélange de liquide et de vapeur à la sortie du filtre-déshydrateur et le voyant liquide va « buller ».

Il s'ensuit un manque de FF liquide à l'entrée du détendeur et par suite une mauvaise alimentation en FF de l'évaporateur avec les mêmes symptômes que ceux de la panne du détendeur trop petit. Ces deux pannes diffèrent par le fait qu'il y a une différence de température sur la ligne liquide pour la panne de la pré-détente.

V.4.4. Panne de l'évaporateur trop petit :

Cette panne caractérise toutes les pannes provoquant une réduction anormale de la puissance de l'évaporateur. L'évaporateur produisant moins de vapeurs que le compresseur peut en aspirer, la BP va diminuer fortement.

Les échanges entre le FF liquide contenu dans l'évaporateur et le fluide à refroidir ne s'effectuent pas correctement, l'écart de température sur le fluide augmente, le fluide n'est plus refroidi correctement, le FF n'est plus totalement vaporisé, la SH est faible et il y'a des risques de coup de liquide, tout se passe comme si le détendeur devenait surpuissant. Le condenseur devient potentiellement surpuissant puisque la puissance frigorifique produite est faible, le SR sera plutôt bon.

La panne peut avoir 2 origines

- Le manque de débit d'air sur l'évaporateur : la vitesse de circulation du fluide (l'air) étant faible, le fluide (l'air) reste plus en contact avec les surfaces d'échange, la température de sortie du fluide diminue alors que celle à l'entrée augmente, l'écart de température sur le fluide est donc important
- L'évaporateur est encrassé : le fluide est moins bien refroidi et la différence de température sur le fluide sera plutôt faible

La panne de l'évaporateur trop petit peut avoir plusieurs causes (évaporateur à air) :

- Les tubes et les ailettes de l'évaporateur sont encrassés
- Les filtres à air sont sales
- La courroie du ventilo évaporateur patine ou est cassée
- La perte de charge du réseau aéraulique de l'évaporateur est trop importante
- La circulation se fait mal dans la chambre froide
- L'un des ventilateurs de l'évaporateur ne fonctionne plus
- Le ventilateur de l'évaporateur tourne à l'envers…

V.4.5. Panne du compresseur trop petit :

Cette panne regroupe toutes les anomalies susceptibles de provoquer une perte de puissance du compresseur. Par exemple, lorsque le compresseur perd de la puissance (un cylindre sur deux en fonctionnement, l'autre étant hors service), tout se passe comme si l'évaporateur produit plus de vapeurs de FF que le compresseur ne peut aspirer, la BP va augmenter fortement.

Le débit massique de FF en circulation étant réduit, la puissance frigorifique va diminuer également. L'évaporateur devient surpuissant, la SH sera élevée. La quantité de FF vapeur aspirée étant réduite, le compresseur sera moins bien refroidi et son carter sera plutôt chaud. L'énergie électrique consommée par le compresseur va diminuer. Le condenseur devient surpuissant, le SR sera bon.

V.4.6. Panne de l'excès de charge :

Le détendeur thermostatique réglant le niveau de FF dans l'évaporateur, le lieu de prédilection pour l'excès de charge est la bouteille liquide et dans une moindre mesure le condenseur. En cas d'excès de charge, le niveau de liquide va augmenter dans la bouteille liquide puis dans le condenseur, réduisant ainsi la surface d'échange du condenseur.

La condensation des vapeurs de FF va mal se passer avec comme répercussion une augmentation de la HP. Par contre le FF liquide qui se trouve dans le condenseur et dans la bouteille liquide va rester plus en contact avec le fluide de refroidissement (ambiance), ce qui va lui assurer un bon SR. L'augmentation de la HP entraîne une réduction du débit massique de FF aspiré par le compresseur et par suite une diminution de la puissance frigorifique. Le détendeur devient surpuissant à cause de l'augmentation de la HP et la SH des vapeurs à la sortie de l'évaporateur sera normale, voir faible.

V.4.7. Panne des incondensables :

Les incondensables sont les gaz indésirables (air, azote…) qui sont dans le circuit frigorifique. Ils sont généralement piégés en partie haute de la bouteille liquide et ils augmentent artificiellement la pression HP (loi de Dalton).

Les symptômes sont les mêmes que ceux de la panne de l'excès de charge. Seul le test des incondensables permet de différencier ces deux pannes.

V.4.8. Panne du condenseur trop petit :

Cette panne caractérise toutes les pannes provoquant une réduction anormale de la puissance du condenseur. Le condenseur n'assurant plus un bon refroidissement des vapeurs de FF, la HP va augmenter fortement. Les échanges entre les vapeurs de FF dans le condenseur et le fluide de refroidissement ne s'effectuent pas correctement, la température du fluide de refroidissement à la sortie du condenseur diminue de même que l'écart de température sur le fluide. Les vapeurs de FF ne sont pas totalement condensées et le SR est très faible, voire inexistant. Dans certains cas, le voyant liquide peut même « buller » bien que la charge en FF soit correcte. L'augmentation de la HP entraîne une réduction de la puissance frigorifique et tout se passe comme si le détendeur devenait surpuissant, la SH sera normale, voir faible. A cause de la HP élevée, la consommation électrique du compresseur est plus importante et le débit massique de FF véhiculé par le compresseur diminue. La BP va augmenter également.

Ces pannes peuvent avoir 2 origines :

- Le manque de débit d'air sur le condenseur : la vitesse de circulation du fluide (l'air) étant faible, le fluide (l'air) reste plus en contact avec les surfaces d'échange, la température de sortie du fluide augmente, l'écart de température sur le fluide est donc important
- Le condenseur est encrassé : la température du fluide à la sortie du condenseur est inférieure à la normale, la différence de température sur le fluide sera plutôt faible

La panne du condenseur trop petit peut avoir plusieurs causes (condenseur à air) :

- Les tubes et les ailettes du condenseur sont encrassés
- L'emplacement du condenseur est mal choisi
- La courroie du ventilo-condenseur patine ou est cassée
- Il y'a un recyclage de l'air chaud sur le condenseur
- L'un des ventilateurs du condenseur ne fonctionne plus

V.4.9. Synthèse des pannes frigorifiques :

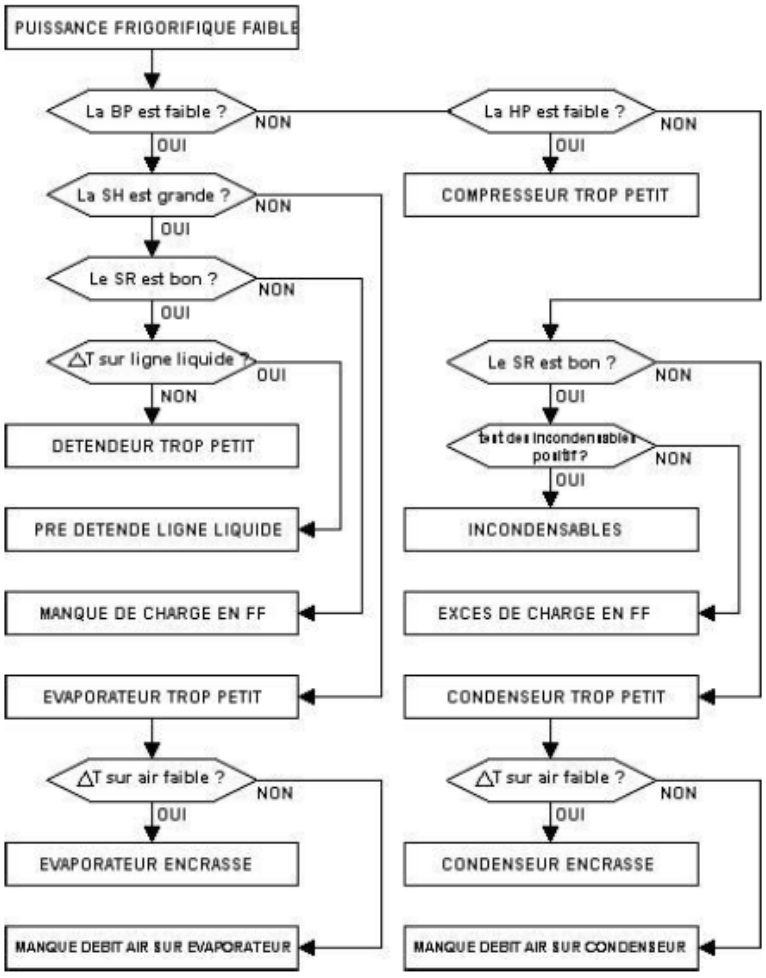


Figure (V.25) : Diagramme de détermination des pannes frigorifiques

Conclusion générale

L'utilisation du froid est essentielle pour maintenir la qualité d'un produit en conservant sa fraîcheur et en empêchant ou en ralentissant la prolifération des bactéries et des microbes. Cela nécessite une meilleure compréhension de l'utilisation des installations frigorifiques par les usagers, ainsi qu'un processus de contrôle de la réfrigération.

Notre étude est théorique, mais basée sur des données réelles, ce qui nous a permis de comprendre l'importance et la nécessité de prendre en compte tous les éléments intervenant dans l'étude et le dimensionnement de notre entrepôt frigorifique, de son emplacement jusqu'au choix des équipements adaptés à une telle installation frigorifique.

Des calculs précis et spécifiques du bilan thermique ont été effectués, ce qui est indispensable pour choisir et dimensionner correctement les équipements frigorifiques. En effet, les erreurs commises à ce niveau peuvent être irréversibles si elles sont constatées après la réalisation du projet.

L'analyse des propriétés du fluide frigorigène a permis de sélectionner les options les mieux adaptées pour notre installation, sur la base de critères techniques. Les systèmes des machines frigorifiques utilisées et leur appareillage respectif ont été choisis à l'aide de logiciels de sélection répondant aux normes en vigueur.

La régulation est la phase la plus essentielle pour garantir un bon rendement des installations après le dimensionnement et le choix des éléments, elle assure également la sécurité des machines et des travailleurs. La température, l'humidité et la vitesse de l'air sont des conditions à contrôler selon les besoins, que ce soit pour la congélation ou la conservation.

Cette étude permet d'éviter la surconsommation d'énergie, les problèmes de fonctionnement des équipements et la détérioration des produits.

Références bibliographiques

[1] Marchis, L. (2014). *Production et utilisation du froid*.

[2] *Production et utilisation du froid*. (n.d.). Google Books. https://books.google.fr/books?hl=fr&lr=&id=_mWZ4lCRb5QC&oi=fnd&pg=PR1&dq=utilisation+de+froid&ots=EOKj_GVnjB&sig=aVMrJvl-LR1wBuu1LdDNBvpRpis#v=onepage&q=utilisation%20de%20froid&f=false

[3] *Cold Storage Warehouse: definition, how it works, and key features - Inbound Logistics*. (2024, September 3). Inbound Logistics. https://www.inboundlogistics.com/articles/cold-storage-warehouse/

[4] Tirel, J. (1999). Le froid industriel, aperçu historique et aspects contemporains. *Cahiers François Viète*, *I–1*, 21–32. https://doi.org/10.4000/cahierscfv.3330

[5] Admin. (2025b, February 25). *Frigosys - Industrial Cold Room & Equipments - Frigo System*. Industrial Cold Room & Equipments. https://www.frigosys.com/cold-storage-types-and-their-ideal%20applications/

[6] Maison à Part. (n.d.). *Actualité Performance énergétique*. Maison À Part. https://www.climamaison.com/lexique/isolant-thermique.htm

[7] Stuart, S. (2013). *Guide Pratique de l'Entreposage Frigorifique : Practical Guide to Refrigerated Storage*. Elsevier.

[8] Matériaux mésoporeux pour l'isolation thermique. (2016, March 21). In Matériaux Composites Et Construction. (NNT : 2014MULH8032). https://theses.hal.science/tel-01291247v1

[9] Cours de transferts thermiques, Yves Jannot, 2005.

[10] Heredia-Aricapa, Y., Belman-Flores, J., Mota-Babiloni, A., Serrano-Arellano, J., & García-Pabón, J. J. (2019). Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A. International Journal of Refrigeration, 111, 113–123. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.11.012

[11] Nahdi, E., Champoussin, J., Hostache, G., & Chéron, J. (1993). Les paramètres géométriques optima d'un éjecto-compresseur frigorifique. International Journal of Refrigeration, 16(1), 67–72. https://doi.org/10.1016/0140-7007(93)90023-2

Références bibliographiques

[12] Dellino, C. V. J. (1997). Cold and chilled storage technology. In Springer eBooks. https://doi.org/10.1007/978-1-4613-1127-0

[13] Bendouma, M. (2018). *Systèmes d'isolation thermique par l'extérieur : études expérimentales et numériques des transferts de chaleur et d'humidité*. https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01975115

[14] Guilleminot, J., Meunier, F., & Mischler, B. (1980). Étude de cycles intermittents à adsorption solide pour la réfrigération solaire. *Revue De Physique Appliquée*, *15*(3), 441–452. https://doi.org/10.1051/rphysap:01980001503044100

[15] Rapin, P., Jacquard, P., & Sandre, S. (2014). Formulaire du froid Ed. 15. In *Dunod eBooks*. https://international.scholarvox.com/catalog/book/88820794?_locale=en

[16] Rapin, P. (2006). *Formulaire du froid*.

[17] Desmons, J. (2014). *Froid industriel*.

[18] Marcellin, P. (1982). La respiration des fruits après récolte : la crise climactérique. *Bulletin De La Société Botanique De France Actualités Botaniques*, *129*(2), 107–121. https://doi.org/10.1080/01811789.1982.10826565

[19] Breidert, H. (1998). *Calcul des chambres froides : bilan frigorifique simplifié, choix des composants*. Pyc Livres.com.

[20] Dellino, C. (2012). *Cold and chilled storage technology*. Springer Science & Business Media.

[21] Meunier, F., & Colbourne, D. (2014). *Les fluides frigorigènes : Composés halogénés et fluides naturels*.

[22] Dupuis, T., & Delmas, G. (2009). *Métrologie en génie climatique*.

[23] Desmons, J. (2019). *Régulation en génie climatique : Froid – Climatisation - Chauffage*.

[24] Rapin, P., Jacquard, P., & Desmons, J. (2015). *Technologie des installations frigorifiques*.

Côté externe de la paroi	$1/h_e$	Côté interne de la paroi	$1/h_i$
Cas où la paroi est en contact avec l'air extérieur	0.03	Cas d'une chambre froide en ventilation mécanique	0.06
Cas où la paroi est en contact avec un autre local	0.12	Cas d'une chambre froide en convection naturelle	0.12

Tableau (A1) : Les valeurs des résistances thermiques superficielles

Type de porte	**Type de marchandise**	d_t *(mn/t)*
Porte à ouverture manuelle	Cas de la viande animale sur pendoir	15
	Cas des marchandises palettisées	6
Porte automatique commandée	Cas de la viande animale sur pendoir	1
	Cas des marchandises palettisées	0.8

Tableau (A2) : Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide

Type d'entreposage	η_0
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à faible rotation	0.65…0.70
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide	0.45…0.50
Entreposage de marchandises congelées palettisées à faible rotation	0.75…0.80
Entreposage de marchandises congelées palettisées à rotation rapide	0.50…0.60

Tableau (A3) : Coefficients d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des marchandises

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	$\forall\varphi$	6

Tableau (A7) : L'écart de température

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

Tableau (A4) : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide

Denrée	$q_{resp}\ en\ kJ/t \cdot h$ à		
	0 °C	10 °C	20 °C
Oignons	250	712	2195
Poires			
Précoces	42	184	768
Tardives	31	158	628

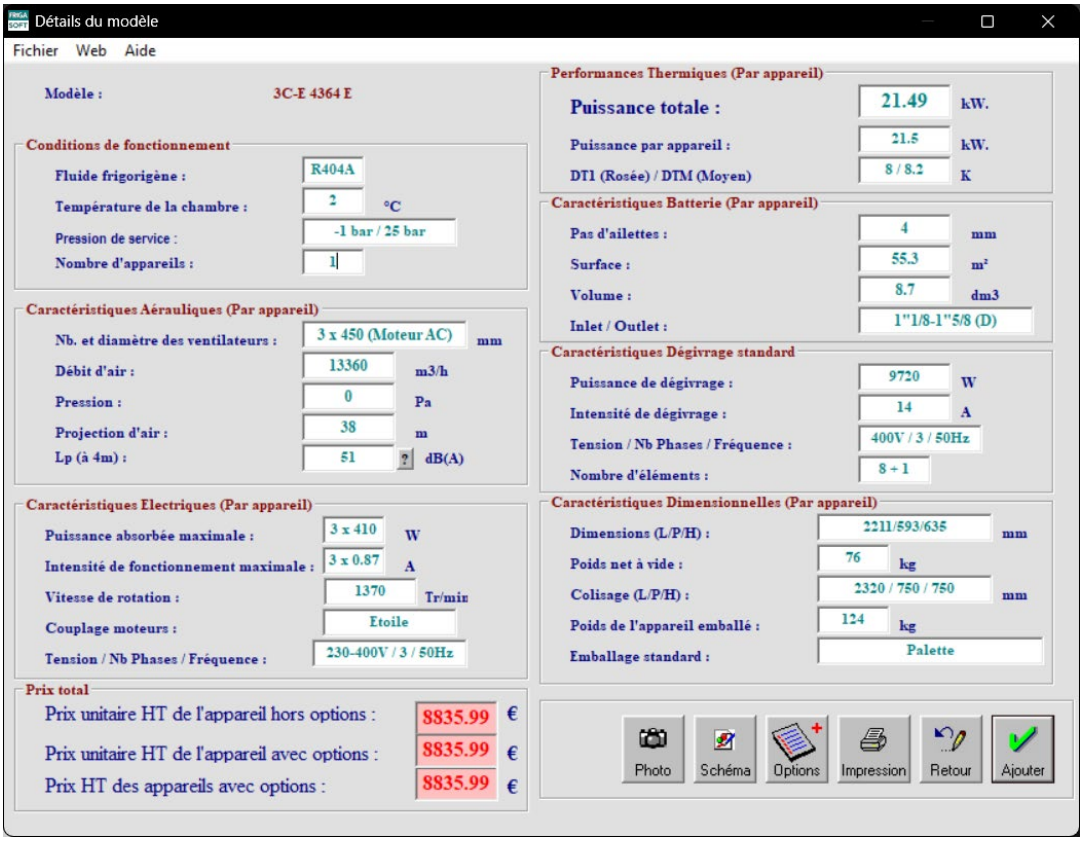
Tableau (A5) : Chaleur massique de respiration q_{resp} de différentes denrées

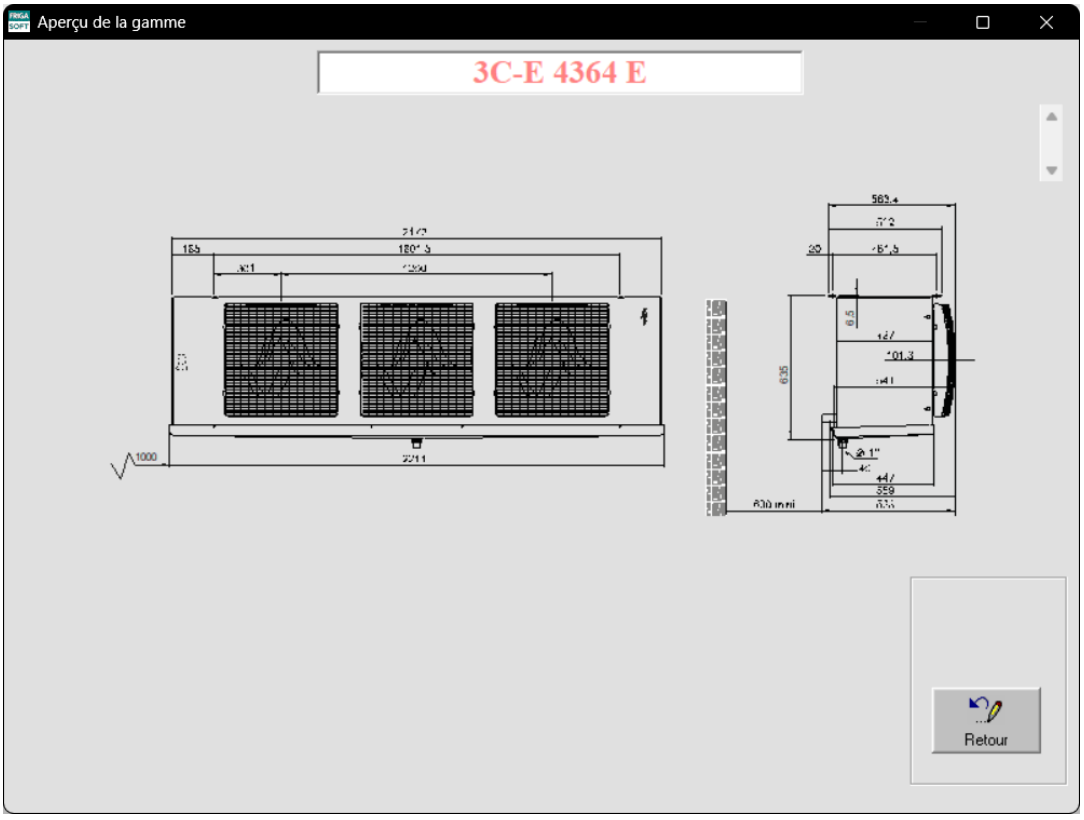
Type de chambre froide ou de meuble frigorifique		Nombre et durée des périodes de dégivrage en min/d
Groupe I	Chambre froide de produits congelés Chambre froide sans chauffage meuble ilot Armoire frigorifique Présentoir frigorifique a viande en air recycle sans chauffage Présentoir frigorifique a pâtisserie a ventilation naturelle	2×60 min/d
Groupe II	Resserre a viande Séchoir a saucissons Chambre de saumurage Chambre de maturation (fromage)	4×20 min/d
Groupe III	Chambre froide a produits laitiers Chambre froide a fruits et légumes	3×20 min/d

Tableau (A6) : Nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambres froides et meubles frigorifiques

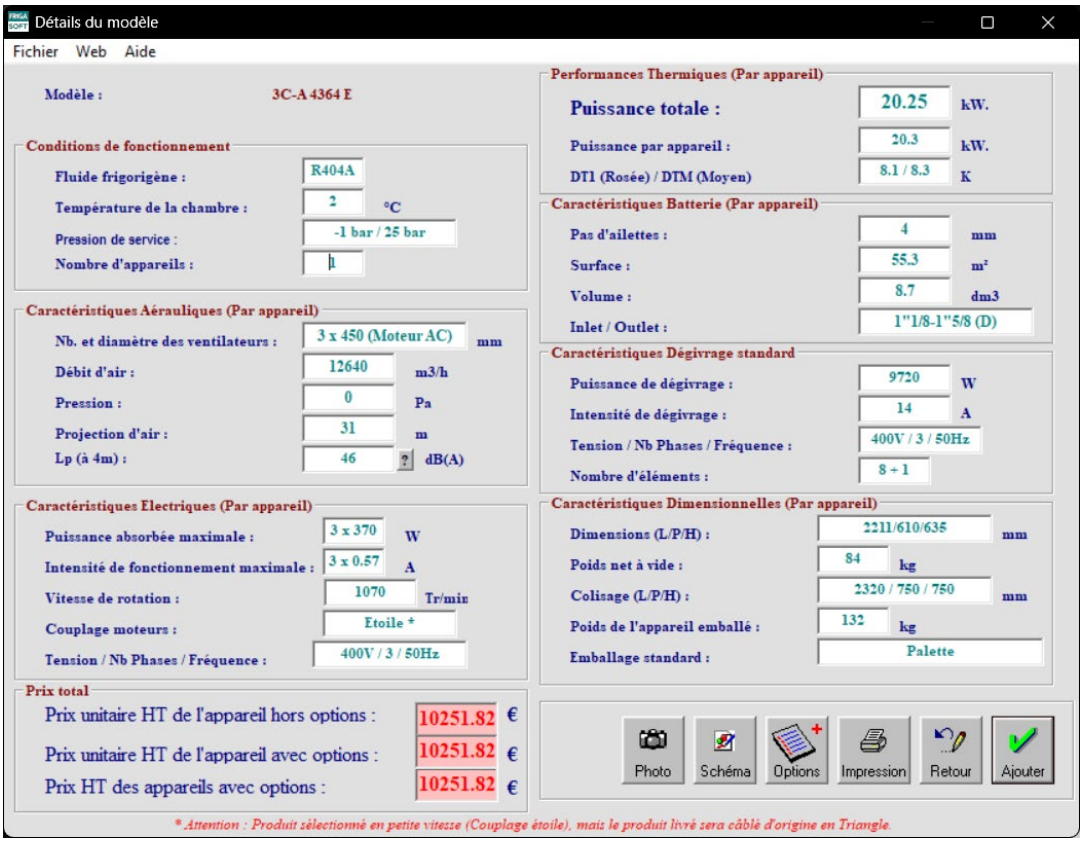
Tableaux de sélection : Evaporateurs :

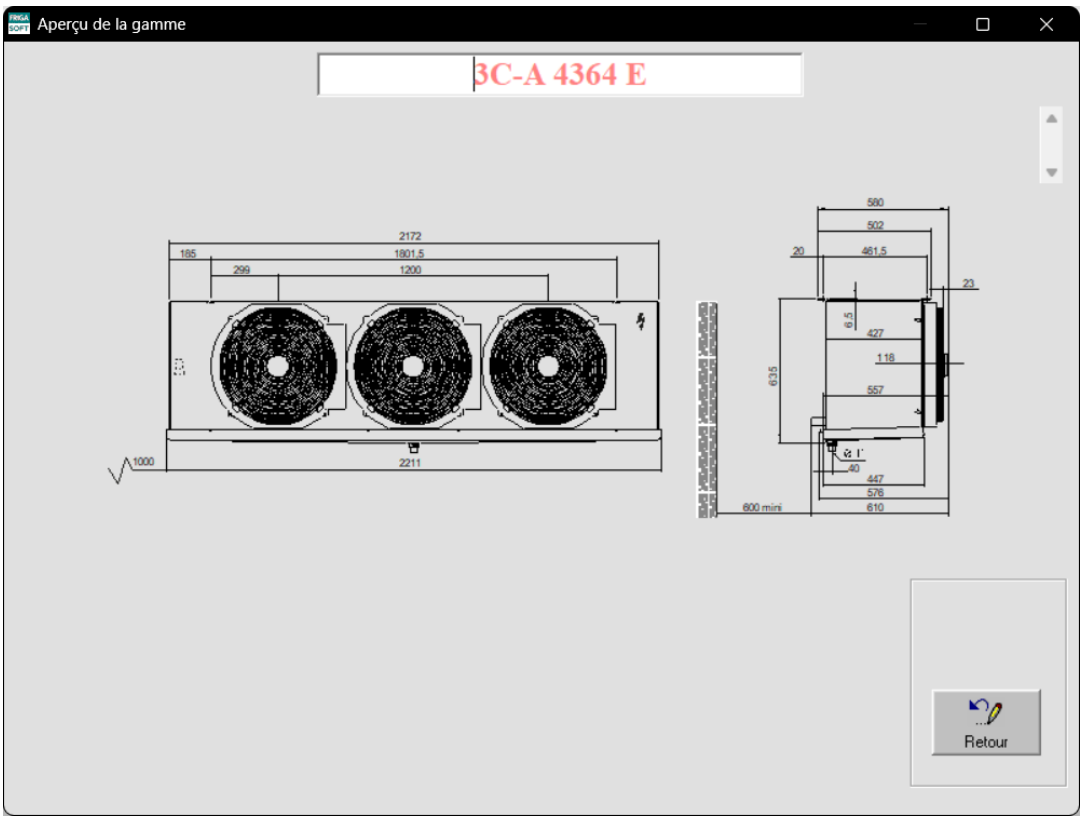
Chambre 1 : 3C-E 4364 E



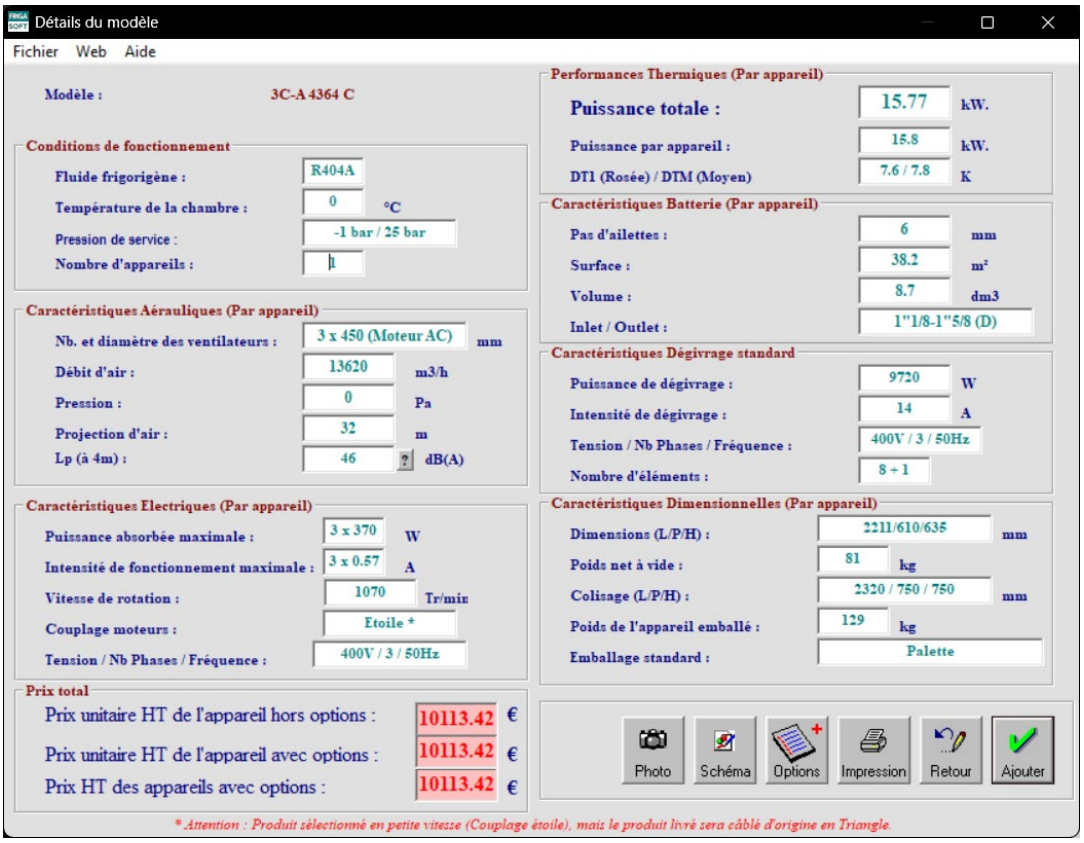


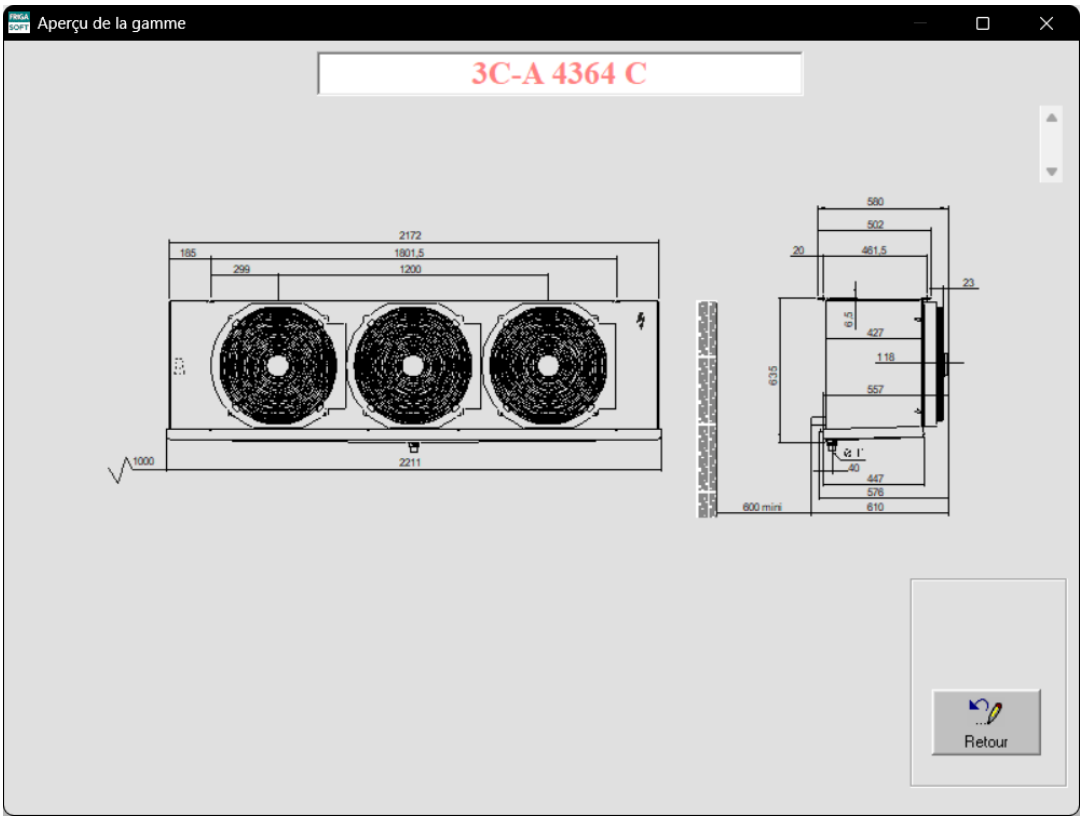
Chambre 2 : 3C-A 4364 E



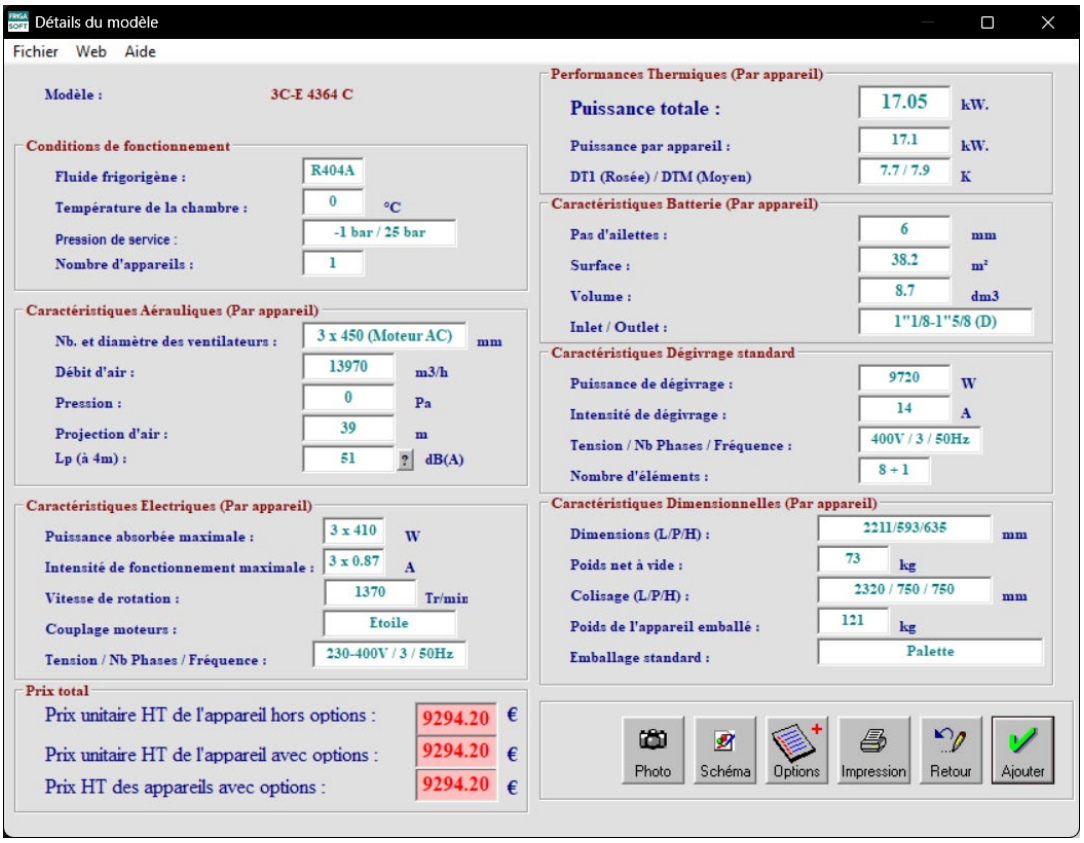


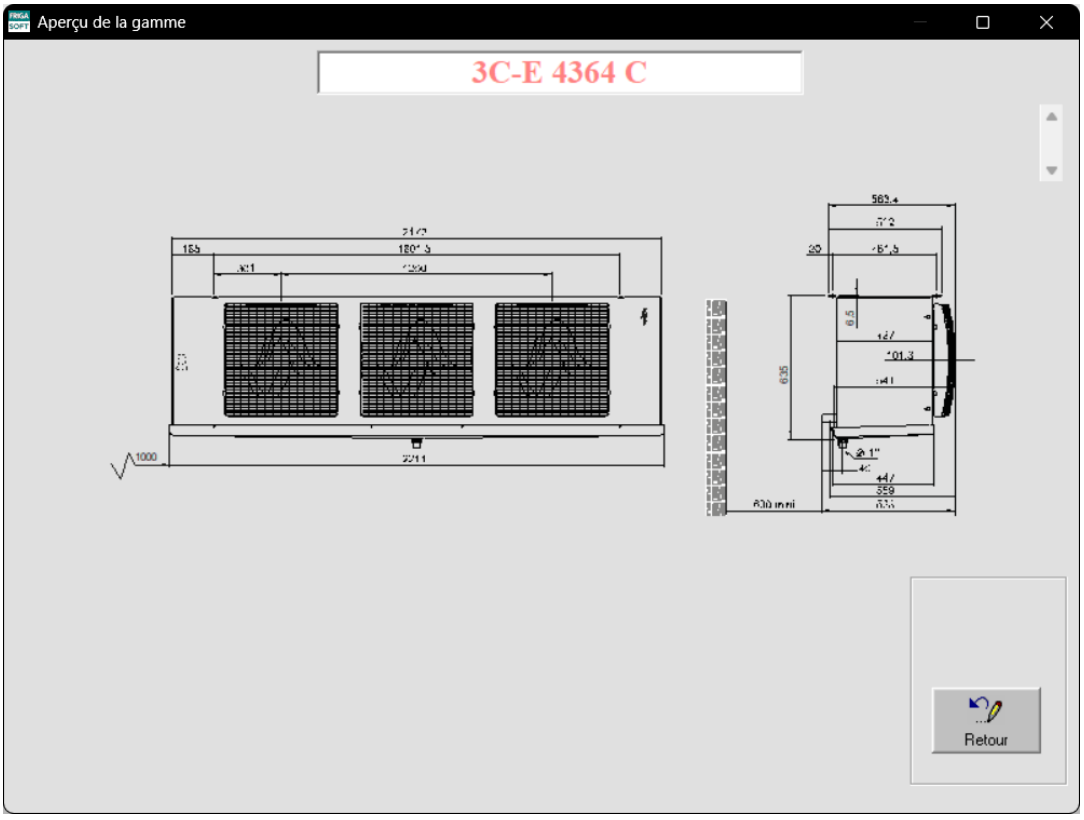
Chambre 3 : 3C-E 4364 C



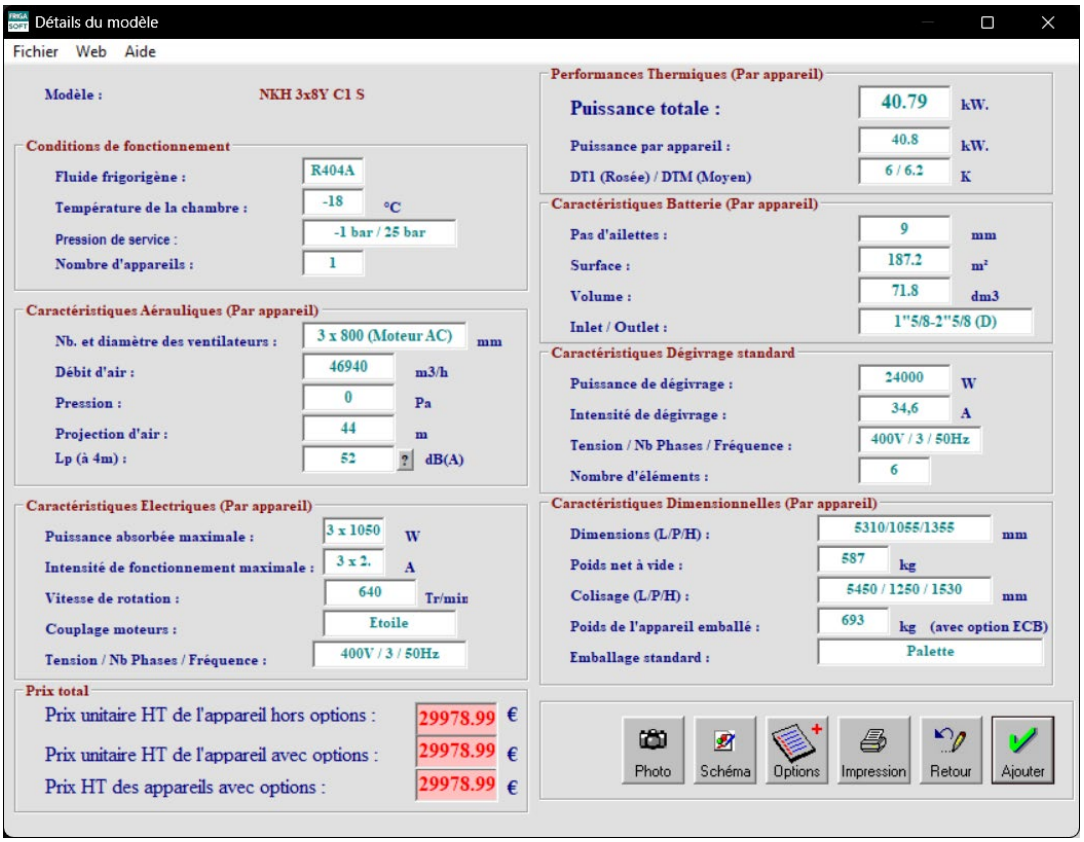


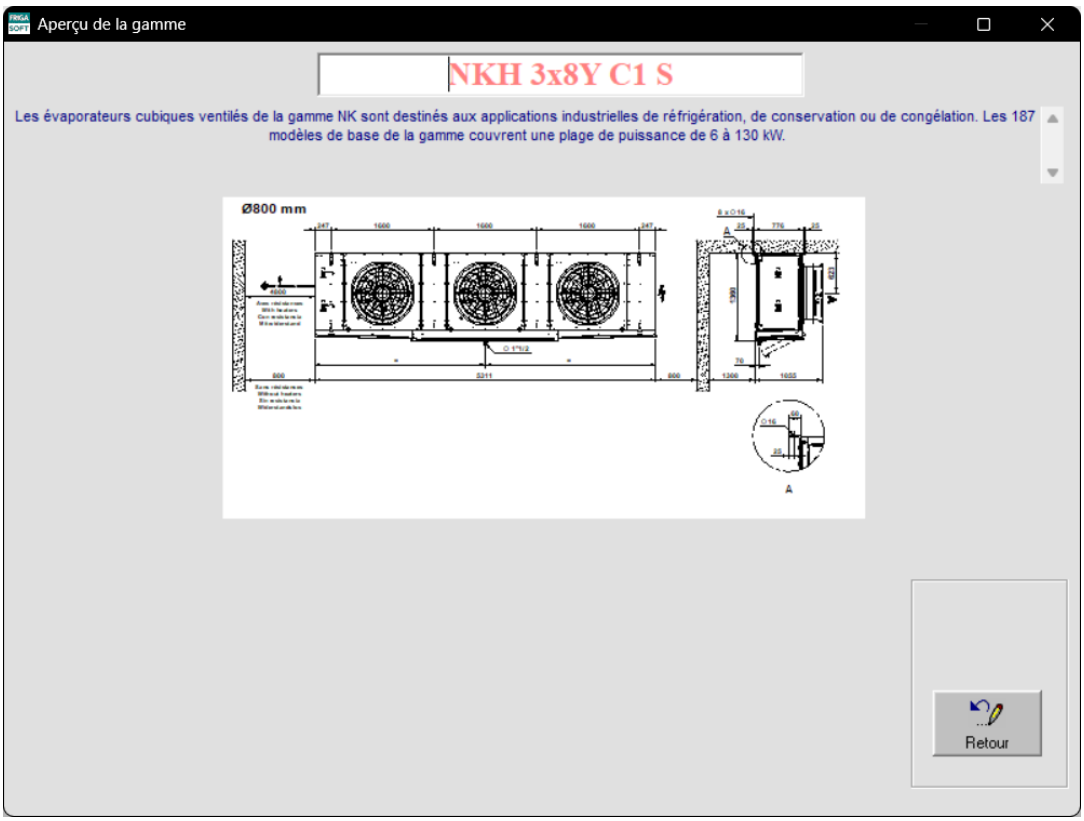
Chambre 4 : 3C-E 4364 C



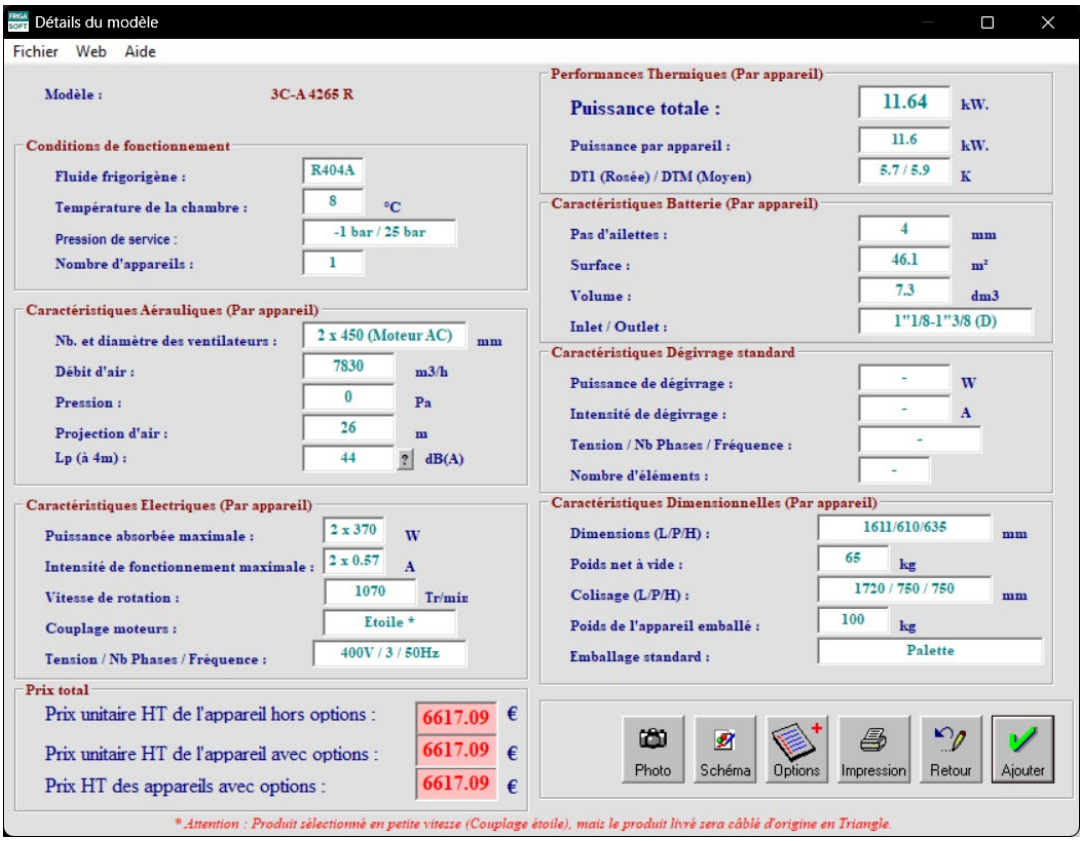


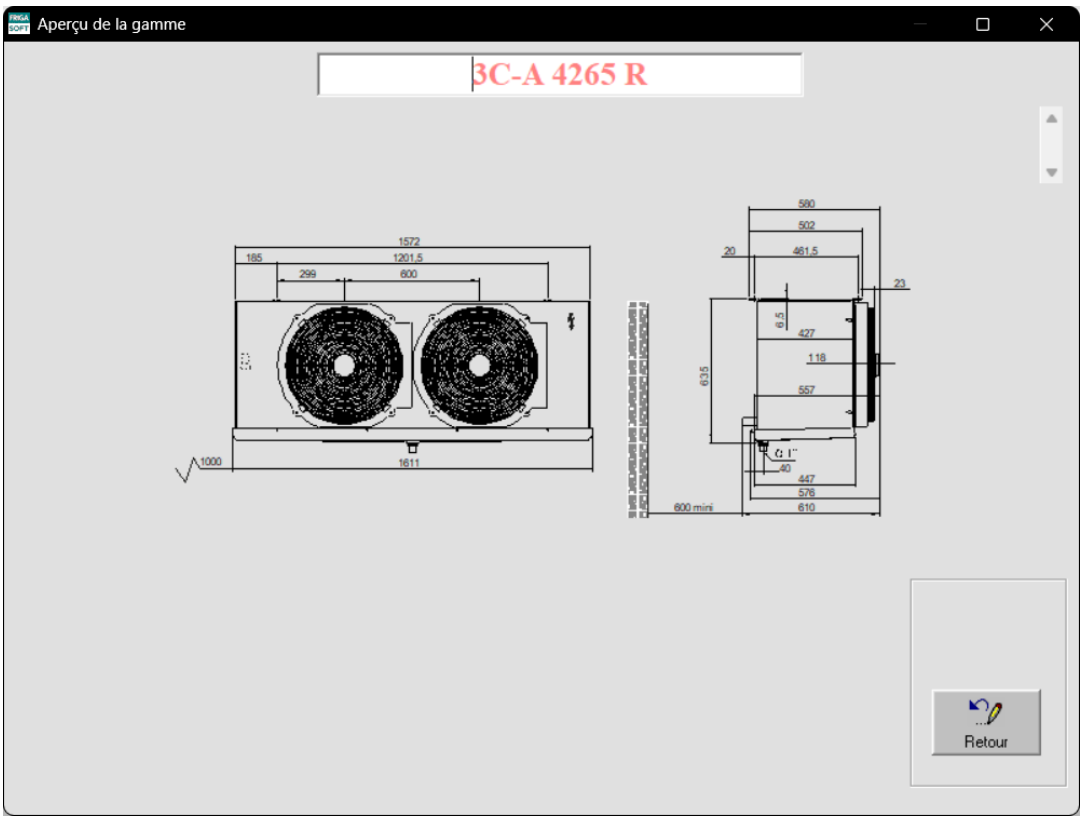
Chambre 5 : NKH 3x8Y C1 S





SAS : 3C-A 3455 R

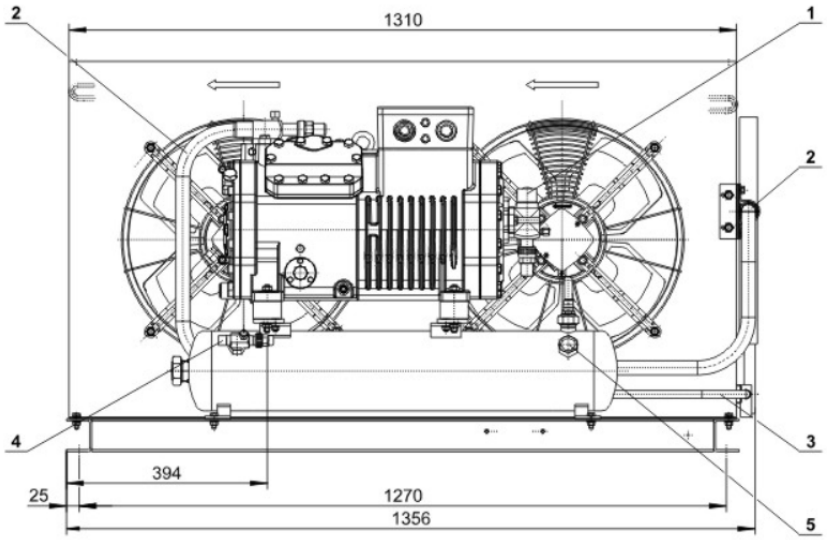


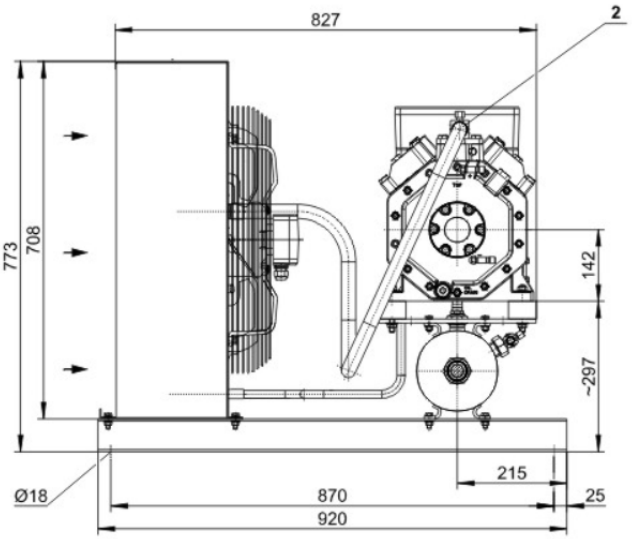


Tableaux de sélection : Groupes de condensation :

Chambre 1 : LH114E/4TES-12Y-40P

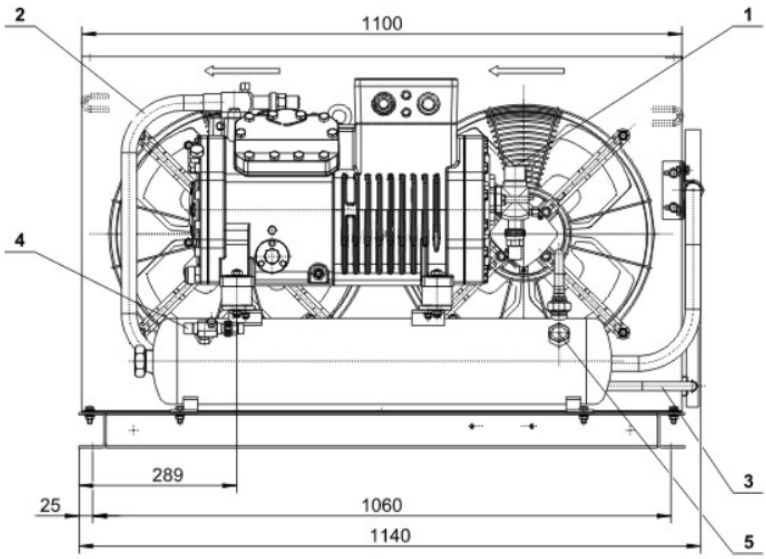
▼ tamb	► to	0°C	-3°C	-6°C	-9°C	-12°C	-15°C	-18°C	-21°C
27 °C	Q [W]	29668	26988	24435	22014	19732	17591	15591	13734
	P [kW]	11.59	10.94	10.30	9.69	9.09	8.50	7.94	7.39
	I [A]	18.63	17.64	16.69	15.78	14.91	14.09	13.31	12.58
	m [kg/h]	1030	926	830	741	660	585	517	455
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	47.1	45.4	43.8	42.3	40.8	39.4	38.2	37.0
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
34 °C	Q [W]	26097	23686	21389	19212	17160	15236	13443	11779
	P [kW]	12.23	11.52	10.83	10.16	9.51	8.87	8.25	7.65
	I [A]	19.61	18.52	17.48	16.48	15.52	14.61	13.74	12.92
	m [kg/h]	998	894	799	711	631	558	491	429
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	52.5	50.9	49.4	48.0	46.6	45.4	44.2	43.1
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
43 °C	Q [W]	21449	19410	17462	15614	13872	12242	10725	9323
	P [kW]	12.98	12.21	11.45	10.71	9.99	9.29	8.60	7.94
	I [A]	20.8	19.58	18.42	17.30	16.22	15.20	14.23	13.31
	m [kg/h]	953	850	756	670	591	519	454	394
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	59.4	58.0	56.7	55.4	54.2	53.0	52.0	51.0
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00

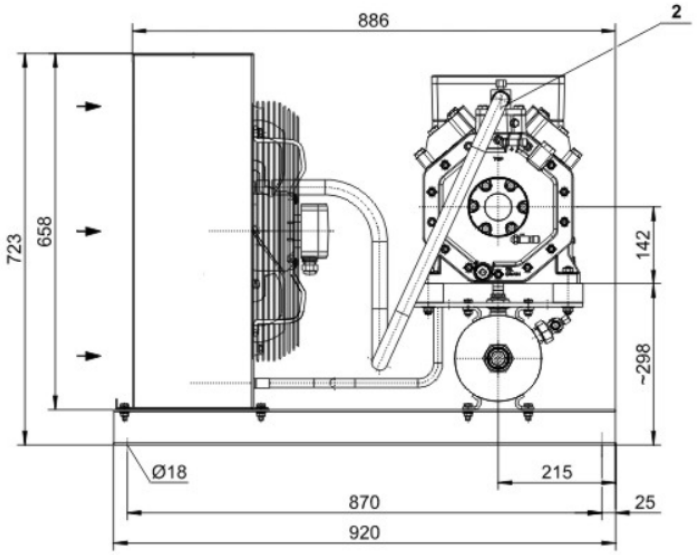




Chambre 2 : LH104E/4TES-9Y-40P

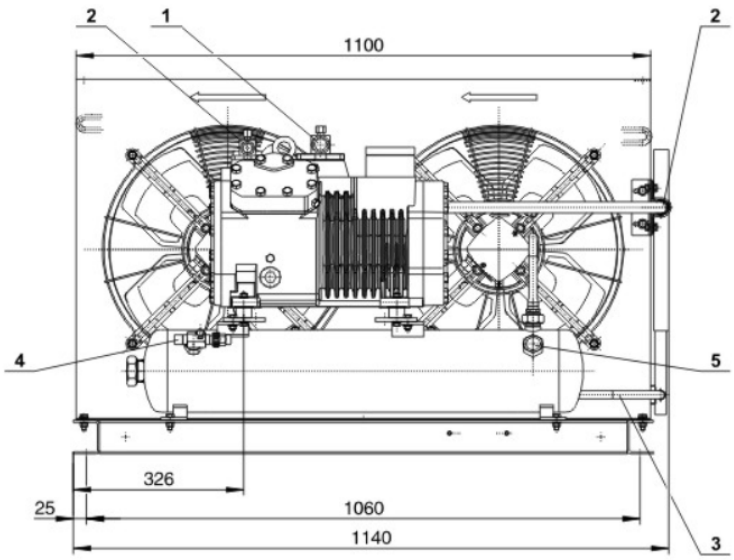
▼ tamb	► to	0°C	-3°C	-6°C	-9°C	-12°C	-15°C	-18°C	-21°C
27 °C	Q [W]	--	25421	23131	20937	18848	16871	15010	13269
	P [kW]		11.62	10.86	10.14	9.46	8.80	8.18	7.57
	I [A]		18.35	17.18	16.07	15.02	14.02	13.07	12.16
	m [kg/h]		911	817	731	651	578	511	450
	Op.		Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]		48.0	46.3	44.5	42.9	41.4	39.9	38.5
	dtcu [K]		3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
34 °C	Q [W]	--	22221	20177	18217	16350	14582	12920	11365
	P [kW]		12.22	11.41	10.63	9.89	9.17	8.49	7.84
	I [A]		19.30	18.03	16.82	15.68	14.59	13.54	12.55
	m [kg/h]		880	787	701	623	551	485	425
	Op.		Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]		53.4	51.7	50.1	48.6	47.1	45.8	44.5
	dtcu [K]		3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
43 °C	Q [W]	--	--	16352	14710	13141	11656	10260	8958
	P [kW]			12.04	11.19	10.38	9.59	8.84	8.12
	I [A]			19.02	17.69	16.43	15.23	14.08	12.98
	m [kg/h]			744	660	583	512	448	389
	Op.			Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]			58.7	57.3	55.9	54.6	53.4	52.2
	dtcu [K]			3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00

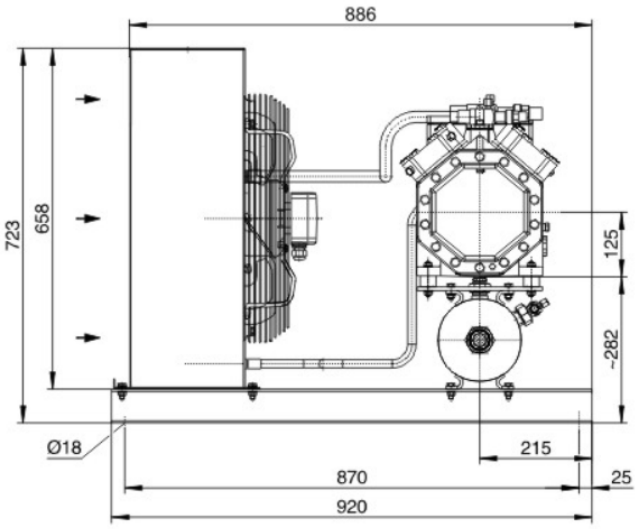




Chambre 3 : LH104E/4DES-7Y-40S

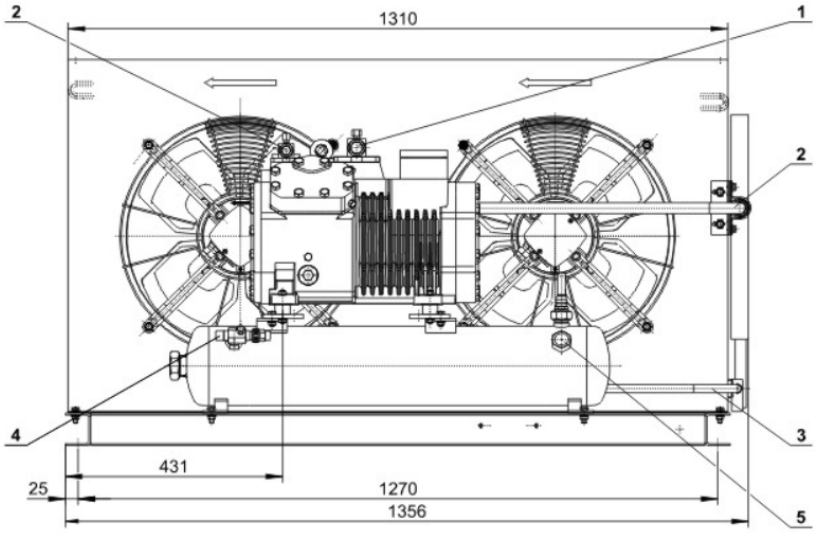
▼ tamb	► to	0°C	-3°C	-6°C	-9°C	-12°C	-15°C	-18°C	-21°C
27 °C	Q [W]	20513	18574	16748	15035	13437	11951	10575	9308
	P [kW]	7.32	7.01	6.70	6.39	6.09	5.78	5.48	5.17
	I [A]	11.70	11.28	10.86	10.44	10.04	9.65	9.27	8.91
	m [kg/h]	664	598	537	481	430	382	339	299
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	42.7	41.3	40.1	38.9	37.8	36.7	35.8	34.8
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
34 °C	Q [W]	18134	16391	14749	13210	11775	10441	9208	8073
	P [kW]	7.79	7.45	7.11	6.77	6.43	6.09	5.75	5.41
	I [A]	12.38	11.89	11.42	10.95	10.49	10.04	9.61	9.19
	m [kg/h]	644	579	520	464	414	367	325	285
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	48.4	47.2	46.1	45.0	43.9	43.0	42.1	41.2
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
43 °C	Q [W]	15019	13536	12139	10831	9611	8480	7436	6469
	P [kW]	8.32	7.94	7.56	7.17	6.79	6.40	6.02	5.64
	I [A]	13.14	12.59	12.04	11.50	10.97	10.46	9.96	9.48
	m [kg/h]	615	552	493	439	390	345	303	265
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	55.8	54.8	53.8	52.8	51.9	51.0	50.2	49.4
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	2.93

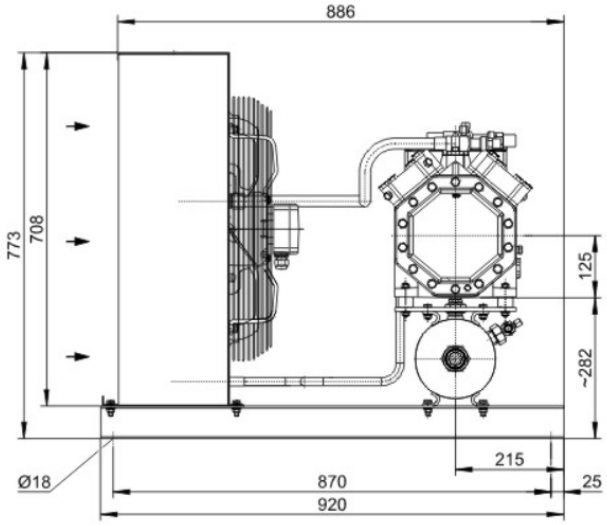




Chambre 4 : LH114E/4CES-9Y-40S

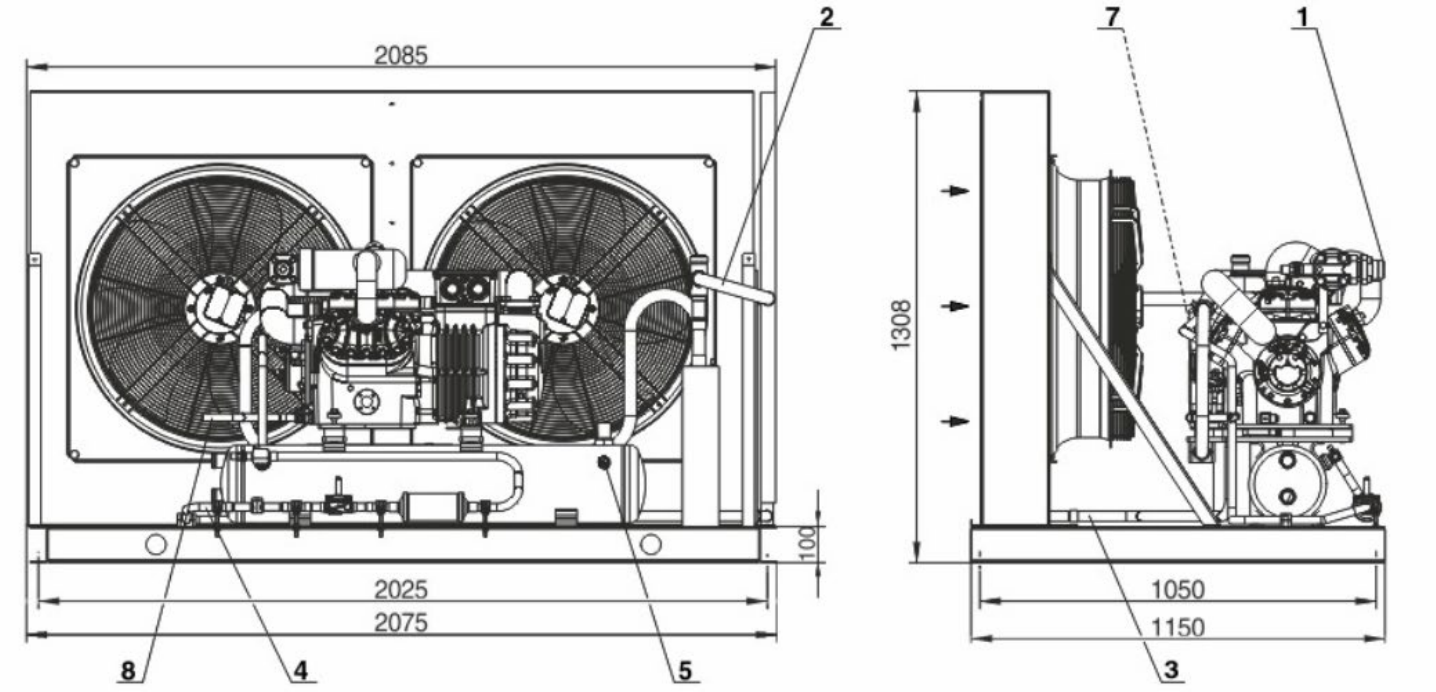
▼ tamb	► to	0°C	-3°C	-6°C	-9°C	-12°C	-15°C	-18°C	-21°C
27 °C	Q [W]	25176	22800	20563	18466	16508	14688	13003	11449
	P [kW]	9.23	8.79	8.36	7.93	7.51	7.09	6.68	6.27
	I [A]	14.49	13.83	13.20	12.58	11.97	11.39	10.83	10.28
	m [kg/h]	828	744	668	597	533	474	419	370
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	43.7	42.2	40.9	39.6	38.4	37.3	36.2	35.3
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
34 °C	Q [W]	22313	20160	18134	16235	14463	12818	11297	9896
	P [kW]	9.84	9.35	8.87	8.39	7.92	7.45	6.99	6.54
	I [A]	15.40	14.67	13.95	13.25	12.56	11.90	11.26	10.64
	m [kg/h]	806	723	647	577	513	454	401	352
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	49.4	48.1	46.8	45.6	44.5	43.5	42.5	41.6
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
43 °C	Q [W]	18566	16721	14983	13355	11837	10429	9130	7934
	P [kW]	10.54	9.99	9.44	8.90	8.37	7.84	7.32	6.81
	I [A]	16.45	15.62	14.80	14.00	13.21	12.45	11.71	11.01
	m [kg/h]	776	693	618	549	486	428	375	327
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	56.8	55.6	54.5	53.4	52.4	51.4	50.6	49.7
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	2.97





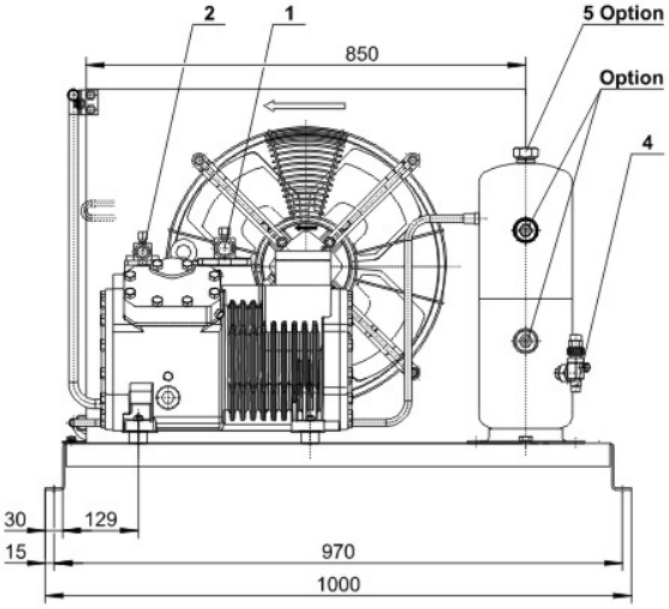
Chambre 5 : LH265E/S6F-30.2Y-40P

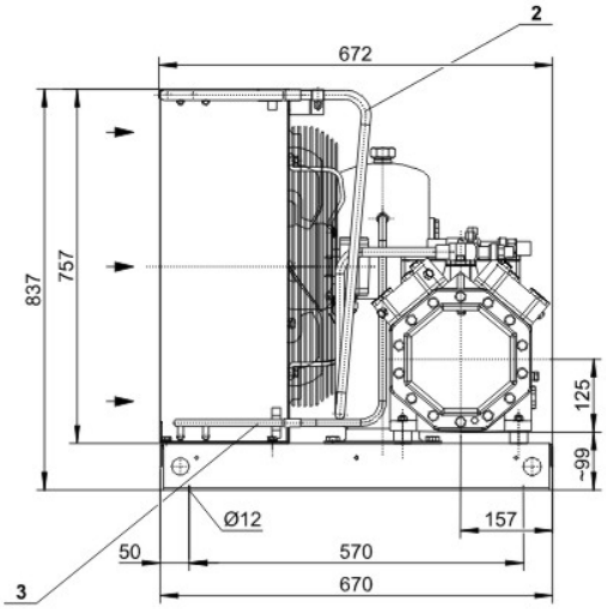
▼ tamb	► to	-25°C	-30°C	-35°C	-40°C	-45°C	-50°C	-55°C	-60°C
27 °C	Q [W]	39878	34051	28743	23946	19643	15818	12461	9563
	P [kW]	27.0	24.5	22.1	19.87	17.75	15.77	13.92	12.22
	I [A]	41.7	38.2	34.8	31.7	28.8	26.2	24.0	22.0
	mLP [kg/h]	1132	934	763	616	490	383	293	218
	mHP [kg/h]	1418	1209	1021	853	704	571	455	353
	tc [°C]	39.3	37.7	36.3	35.0	33.7	32.6	31.7	30.8
	dtcu [K]	18.58	22.0	25.7	29.5	33.7	38.1	42.8	47.7
34 °C	Q [W]	38114	32521	27442	22854	18743	15090	11872	9067
	P [kW]	28.9	26.3	23.7	21.3	19.04	16.89	14.90	13.05
	I [A]	44.6	40.7	37.1	33.7	30.6	27.7	25.2	23.0
	mLP [kg/h]	1121	923	751	605	480	374	285	211
	mHP [kg/h]	1516	1288	1086	906	747	606	481	372
	tc [°C]	46.4	44.8	43.3	42.0	40.8	39.7	38.7	37.8
	dtcu [K]	22.7	26.1	29.9	33.9	38.2	42.7	47.4	52.4
44 °C	Q [W]	--	30588	25660	21338	17492	14049	10957	--
	P [kW]		29.0	26.1	23.4	20.9	18.49	16.27	
	I [A]		44.6	40.5	36.6	33.1	29.8	26.9	
	mLP [kg/h]		907	736	590	466	361	272	
	mHP [kg/h]		1471	1228	1019	838	677	533	
	tc [°C]		54.9	53.5	52.1	50.9	49.8	48.8	
	dtcu [K]		32.7	36.0	39.9	44.3	48.9	53.9	



SAS : LH84E/4FES-5Y-40S

▼ tamb	► to	0°C	-3°C	-6°C	-9°C	-12°C	-15°C	-18°C	-21°C
27 °C	Q [W]	14011	12694	11448	10276	9179	8157	7211	6339
	P [kW]	4.84	4.64	4.45	4.25	4.05	3.85	3.65	3.45
	I [A]	8.21	7.95	7.68	7.43	7.18	6.93	6.69	6.47
	m [kg/h]	452	408	367	328	293	261	231	203
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	42.5	41.2	39.9	38.8	37.7	36.6	35.7	34.8
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
34 °C	Q [W]	12300	11134	10030	8991	8019	7113	6273	5500
	P [kW]	5.14	4.93	4.72	4.50	4.28	4.06	3.83	3.61
	I [A]	8.62	8.33	8.04	7.75	7.47	7.19	6.91	6.65
	m [kg/h]	435	392	352	315	281	250	221	194.3
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	48.2	47.0	45.9	44.8	43.8	42.9	42.0	41.2
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00
43 °C	Q [W]	10061	9090	8172	7307	6496	5742	5043	4393
	P [kW]	5.46	5.23	4.99	4.75	4.50	4.26	4.01	3.76
	I [A]	9.07	8.74	8.42	8.09	7.76	7.44	7.13	6.83
	m [kg/h]	409	368	330	295	263	233	205	180.0
	Op.	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard	Standard
	tc [°C]	55.5	54.5	53.5	52.6	51.7	50.9	50.1	49.4
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	2.92





Tableaux de sélection : détendeur :

Chambre 1 : TE 5 - 3

Valeur	Unité	Entrée	Sortie	Différence
Pression (a)	bar	18.69	4.522	-14.17
Température	°C | K	35.8	-9.2	-45.0
Température de bulle	°C	40.8	-9.4	-50.2
Température de point de rosée	°C	41.2	-8.8	-50.0
Densité	kg/m^3	989.8	58.51	-931.3
Enthalpie	kJ/kg	253.2	253.2	0
Titre vapeur	-	0.00	0.38	0.38
Vitesse	m/s	1.26	10.41	9.16
Débit massique	kg/h	689.0	689.0	0
Débit volumétrique	m^3/h	0.6961	11.78	11.08

Chambre 2 : TE 5 – 3

Valeur	Unité	Entrée	Sortie	Différence
Pression (a)	bar	18.69	4.522	-14.17
Température	°C | K	35.8	-9.2	-45.0
Température de bulle	°C	40.8	-9.4	-50.2
Température de point de rosée	°C	41.2	-8.8	-50.0
Densité	kg/m^3	989.8	58.51	-931.3
Enthalpie	kJ/kg	253.2	253.2	0
Titre vapeur	-	0.00	0.38	0.38
Vitesse	m/s	1.18	9.81	8.63
Débit massique	kg/h	649.3	649.3	0
Débit volumétrique	m^3/h	0.656	11.1	10.44

Chambre 3 : TE 5 – 2

Valeur	Unité	Entrée	Sortie	Différence
Pression (a)	bar	18.69	4.522	-14.17
Température	°C | K	35.8	-9.2	-45.0
Température de bulle	°C	40.8	-9.4	-50.2
Température de point de rosée	°C	41.2	-8.8	-50.0
Densité	kg/m^3	989.8	58.51	-931.3
Enthalpie	kJ/kg	253.2	253.2	0
Titre vapeur	-	0.00	0.38	0.38
Vitesse	m/s	1.01	8.33	7.33
Débit massique	kg/h	551.5	551.5	0
Débit volumétrique	m^3/h	0.5571	9.426	8.869

Chambre 4 : TE 5 – 2

Valeur	Unité	Entrée	Sortie	Différence
Pression (a)	bar	18.69	4.522	-14.17
Température	°C | K	35.8	-9.2	-45.0
Température de bulle	°C	40.8	-9.4	-50.2
Température de point de rosée	°C	41.2	-8.8	-50.0
Densité	kg/m^3	989.8	58.51	-931.3
Enthalpie	kJ/kg	253.2	253.2	0
Titre vapeur	-	0.00	0.38	0.38
Vitesse	m/s	0.92	7.61	6.69
Débit massique	kg/h	503.4	503.4	0
Débit volumétrique	m^3/h	0.5086	8.604	8.095

SAS : TE 5 – 1

Valeur	Unité	Entrée	Sortie	Différence
Pression (a)	bar	18.69	5.521	-13.17
Température	°C | K	35.8	-3.2	-39.0
Température de bulle	°C	40.8	-3.4	-44.2
Température de point de rosée	°C	41.2	-2.8	-44.0
Densité	kg/m^3	989.8	77.94	-911.9
Enthalpie	kJ/kg	253.2	253.2	0
Titre vapeur	-	0.00	0.34	0.34
Vitesse	m/s	0.81	5.06	4.25
Débit massique	kg/h	445.8	445.8	0
Débit volumétrique	m^3/h	0.4504	5.72	5.27

Chambre 5 : TE 12 – 7

Valeur	Unité	Entrée	Sortie	Différence
Pression (a)	bar	18.69	2.618	-16.08
Température	°C | K	35.8	-24.2	-60.0
Température de bulle	°C	40.8	-24.5	-65.3
Température de point de rosée	°C	41.2	-23.8	-65.0
Densité	kg/m^3	989.8	28.73	-961.1
Enthalpie	kJ/kg	253.2	253.2	0
Titre vapeur	-	0.00	0.46	0.46
Vitesse	m/s	1.27	27.90	26.63
Débit massique	kg/h	1417	1417	0
Débit volumétrique	m^3/h	1.431	49.3	47.87

Chambre 5 : TE 5 – 0.5

Valeur	Unité	Entrée	Sortie	Différence
Pression (a)	bar	18.69	6.886	-11.81
Température	°C | K	35.8	3.8	-32.0
Température de bulle	°C	40.8	3.7	-37.2
Température de point de rosée	°C	41.2	4.2	-37.0
Densité	kg/m^3	989.8	109.9	-879.9
Enthalpie	kJ/kg	253.2	253.2	0
Titre vapeur	-	0.00	0.30	0.30
Vitesse	m/s	0.42	1.85	1.43
Débit massique	kg/h	230.3	230.3	0
Débit volumétrique	m^3/h	0.2326	2.095	1.862