

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE DES SCIENCES
DEPARTEMENT PHYSIQUE
N° : PH/ENR/10/2024



DOMAINE : Sciences de la matière
FILIERE : Physique
OPTION : Physique Énergétique et
Energies renouvelables

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Par : BOUCHAMA Mohamed Elamine

Intitulé

Etude d'entrepôt frigorifique
à température positive

Soutenu le 19/ 06/2024 devant le jury composé de :

HADDAD Zakaria	MCA	Université Mohamed BOUDIAF M'Sila	Président
NAHOUI Azzedine	MCA	Université Mohamed BOUDIAF M'Sila	Rapporteur
TAHROUR Farouk	MCA	Université Mohamed BOUDIAF M'Sila	Examineur

Année universitaire : 2023/2024

Dédicaces

Je dédie ce travail à

*Mes parents qui ont toujours été là pour moi tout
au long de mes études,*

A ma femme, mon soutien dans la vie,

A mes frères et mes sœurs,

A mes amis et tous ceux qui me sont chers.

A tous ceux qui ont contribué de loin ou de près

à la réalisation de ce mémoire.

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu qui m'a donné la santé, la volonté et le courage d'accomplir ce travail.

Mes vifs remerciements vont à M^r NAHOUI Azzedine, mon encadrant de mémoire, maitre de conférences classe A à l'université Mohamed BOUDIAF Msila, pour son aide, ses critiques constructives, ses explications et suggestions pertinentes et aussi pour la qualité de ses orientations tout au long de ce travail.

Mes vifs remerciements vont aussi à M^r HADDAD ZAKARIA, président de jury, maitre de conférences classe A à l'université Mohamed BOUDIAF Msila, pour l'acceptation de présider mon jury de soutenance.

Mes vifs remerciements s'adressent à Mr TAHROUR Farouk, maitre de conférences classe A à l'université Mohamed BOUDIAF Msila, pour son acceptation d'examiner ce présent travail.

Je tiens également à remercier toute personne qui m'a aidé durant toute la période de réalisation de ce mémoire.

Sommaire

Liste des figures.....	I
Liste des tableaux.....	I
Nomenclature	II
Introduction générale.....	II
Chapitre 1 : Introduction	
1. Définitions de base.....	01
2. Histoire du froid.....	01
3. Froid et l'industrie agroalimentaire.....	02
4. Importance du froid pour l'industrie agro-alimentaire.....	02
5. Froid et denrées.....	03
6. Fiche technique Données météorologiques de la ville de Msila	05
Chapitre 2 : Isolation thermique	
1. Rôle de l'isolation.....	06
2. Différents types d'isolant thermique.....	06
3. Caractéristiques d'un bon isolant.....	06
4. Structure des parois.....	07
4.1. Parois internes, plafond et portes.....	07
4.2. Plancher chambre positive.....	07
5. Méthode de calcul.....	08
5.1. Application numérique.....	10
5.1.1. Chambre de conservation.....	10
5.1.2. SAS.....	12
6. Tonnage des denrées	14
1. Méthode de calcul théorique.....	14
2. Méthode de calcul pratique.....	15
Chapitre 3 : Bilan thermique	
1. Charges externes.....	17
2. Charges internes.....	17
3. Méthode de calcul.....	17
3.1. Charges externes.....	17
3.2. Charges internes.....	18
4. Calcul du bilan thermique.....	21
Chapitre 4 : Choix du fluide frigorigène	
1. Définition.....	29
2. Classes des réfrigérants.....	29
2.1. Réfrigérants naturels	29
2.2. Réfrigérants halogènes.....	29
3. Choix d'un fluide frigorigène	30
3.1. Critères thermodynamiques.....	30
4. Fluide frigorigène Choisi.....	32
5. Qu'est-ce que c'est le R134a ?	32
5.1. Caractéristiques techniques.....	32
5.2. Caractéristiques environnementales.....	33
5.3. Propriétés physiques de : R134a.....	33
6. Domaines d'application.....	34

6.1. Caractéristiques techniques.....	34
Chapitre 5 : Etude de l'installation	35
1. Etude de l'installation frigorifique.....	35
2. Installation frigorifique à compression mécanique de vapeur mono-étagée (IFCMV).....	35
3. Etude des installations.....	37
I. Choix du groupe de condensation	45
1. Introduction.....	45
2. Compresseurs.....	45
3. Condenseurs.....	47
4. Choix des groupes de condensation.....	50
II. Choix de l'évaporateur	52
1. Chambre de conservation.....	52
2. SAS.....	53
III. Tuyauteries et appareils annexes	54
1. Introduction.....	54
2. Différents types de conduites.....	54
3. Dimensionnement des tuyauteries.....	55
3.1. Vérification de la vitesse d'écoulement.....	55
4. Calcul des pertes de charge.....	56
4.1. Types des pertes de charge.....	56
4.2. Flash-gaz.....	57
4.3. Méthode de calcul.....	57
5. Application sur les installations.....	58
IV. Choix du détendeur	68
1. Introduction.....	68
2. Technologie des détendeurs.....	68
3. Méthode de choix.....	72
Chapitre 6 : Régulation et appareillage électrique	75
I. Système de régulation	75
1. Introduction.....	75
2. Organes de régulation.....	75
3. Types de régulation.....	75
4. Mode de régulation choisi.....	78
II. Appareillage électrique	83
1. Introduction.....	83
2. Alimentation électrique d'un moteur.....	83
3. Choix des appareils.....	83
III. Plan de masse	85
IV. Plan d'emplacement	87
Conclusion	88
Références.....	89
Résumé.....	91

Liste des Figures

Fig.II.1	Parois internes et plafond et portes.....	07
Fig. II.2	Plancher chambre positive.....	07
Fig.V.1	Schéma de principe Installation frigorifique à compression mécanique	38
Fig.V.2	Diagramme de l'enthalpie.....	38
Fig.V.3	Emplacement du groupe pour la chambre positive.....	69
Fig.V.4	Détendeur thermostatique à égalisation de pression interne.....	71
Fig.V.5	Détendeur thermostatique à égalisation de pression externe.....	71
Fig.V.6	Montage du détendeur thermostatique.....	73
Fig.VI.1	Circuit de commande de la chambre froide et SAS.....	82
Fig.VI.2	Circuit de puissance de la chambre froide et SAS.....	83

Liste des Tableaux

Tableau.I.1	Données géographiques ainsi que les paramètres climatiques de Msila.....	05
Tableau.I.2	Dimensions des chambres.....	05
Tableau.II.1	Parois internes, plafond et portes.....	07
Tableau.II.2	Plancher chambre positive.....	07
Tableau.II.1	Volume de la chambre de conservation	15
Tableau.II.2	Dimension de la caisse.....	15
Tableau.II.3	Volume de la chambre (SAS).....	16
Tableau.II.4	Dimension de la caisse (SAS).....	16
Tableau.III.1	Charges thermiques par transmission à travers des parois.....	21
Tableau.III.2	Charges thermiques par transmission à travers des parois.....	25
Tableau.VI.1	Propriétés physiques de : R134a.....	33
Tableau.V.1	a) Paramètres de sortie de cycle frigorifique de l'installation.....	41
Tableau.V.2	b) Paramètres de sortie de cycle frigorifique de l'installation.....	44
Tableau.V.1	Caractéristiques des compresseurs à pistons.....	49
Tableau.V.2	Caractéristiques des différents types de compresseurs.....	49
Tableau.V.3	Avantages et inconvénients de chacune des deux familles.....	52
Tableau.V.1	Vitesses d'écoulement admissibles du FF dans les différentes tuyauteries.....	58
Tableau.V.2	Diamètre normalisé des différents tubes en cuivre.....	58
Tableau.V.3	Diamètre du tube et Longueur du coude.....	60
Tableau.V.4	Echangeur de chaleur.....	63
Tableau.VI.1	Choix Compresseur.....	86
Tableau.VII.2	Ventilateur de condenseur.....	86
Tableau.VI.3	Ventilateur de l'évaporateur.....	86
Tableau.VI.4	Compresseur du SAS.....	86
Tableau.VI.5	Ventilateur du condenseur (SAS).....	86
Tableau.VI.6	Ventilateur de l'évaporateur (SAS).....	87

Nomenclature

C_j	Cadence journalière	(kg / j)
C_h	Cadence horaire	(kg / h)
C_p	Capacité thermique moyenne de la denrée	(KJ / kg.°C)
COP	Coefficient performance d'installation	-
C_Q	Coefficient d'hygrométrie	-
C_{FF}	Coefficient fluide frigorigène:	-
C_{DT}	Coefficient de correction de Dt	-
C_{MA}	Coefficient matériaux de l'ailette	-
d_i	Diamètre intérieur de tube	(m)
d	Diamètre interne de la conduite	(m)
E	Ecart diurne	(°C)
e_{is}	Épaisseur de l'isolant	(m)
G	Accélération de la pesanteur	(m/s ²)
H_b	Hauteur brute de la chambre	(m)
h	Différence du niveau entre le détendeur et la sortie du réservoir de liquide	-
K_1	Coefficient de correction des surfaces non utilisé	-
K_2	Coefficient de correction des espaces non utilisé	-
K	Coefficient global de transmission thermique de la paroi	(KCal/h.m ² °C)
L	Longueur de la chambre	(m)
$\ell_{géo}$	Longueur géométrique de la conduite considérée	(m)
m	Masse d'une caisse chargée	(kg)
m_{af}	Débit masse d'air extérieur admis	(kg/s)
m	Masse de denrée introduite par heure (cadence horaire)	(kg/h)
N_c	Nombre de caisse	-

n	Taux de renouvellement d'air journalier	(d ⁻¹)
P_C	Pression de condensation	-
P_0	Pression d'évaporation	-
p	Puissance d'un luminaire	(W)
P_{th}	Puissance théorique consommée par le compresseur	(KW)
P_{CD}	Puissance de condenseur	(KW)
Q_m	Débit massique	(kJ/S)
Q_v	Débit volumétrique	(m ³ /s)
Q_v	Débit volumique du FF	(m ³ /s)
Q_m	Débit massique du FF	(kg/s)
q_{res}	Chaleur de respiration de la marchandise considérée	(KW)
q_{ecl}	Charge thermique due à l'éclairage requis pour la surface S	(W)
q_p	Quantité de chaleur dégagée par personne selon la température	(W)
q_{om}	Puissance frigorifique massique	(kJ/kg)
q_{ov}	Puissance frigorifique volumique de vapeur	(kJ/m ³)
S	Section du tube	(m ²)
S_b	Surface brute	(m ²)
S	Surface de la paroi considérée	(m ²)
T_e	Température de garage	(°C)
t_i	Température intérieure de la chambre froide en	(°C)
τ	Durée de présence de chaque personne dans la chambre	(h/d)
τ_{deg}	Durée de fonctionnement des résistances	(h/d)
τ_{inst}	Durée de marche de l'installation	(h/d)
v_3'	Volume massique du fluide dans la ligne liquide	-
V_u	Volume utile de la chambre	(m ³)
V_c	Volume de la caisse	(m ³)

V_b	Volume brute après isolation	(m^3)
V_{af}	Débit volumique d'air extérieur	(m^2/d)
V	Volume de la chambre froide	(m^3)
W	Vitesse du fluide	(m/s)
W_m	Travail mécanique	(kJ/kg)
w	Vitesse d'écoulement à vérifier par le tableau ci-dessous	(m/s)
λ_{is}	Coefficient de conductivité thermique de l'isolant	($h^\circ C m^2 /Kcal$)
λ	Coefficient de conductivité thermique	($Kcal/h. m. ^\circ C$)
λ	Coefficient de perte de charge répartie	-
Δt	Différence de température entre les deux côtés de la paroi	($^\circ C$)
Δh	Différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant	(kJ/kg)
ρ_{ai}	Masse volumique de l'air de la chambre froide	(kg/m^3)
ρ_o	Valeur de ρ_o étant prise égale à 1,293	(kg/m^3)
ρ	Masse volumique du fluide dans la ligne liquide	-
\emptyset_0	Puissance frigorifique	(kW)
\emptyset_{0eff}	Puissance requise:	(kW)
φ_i	Degré hygrométrique	-
\emptyset_n	Puissance nominale	(kW)
\emptyset_{EV}	Puissance de l'évaporateur	(kW)
ΔP_r	Perte de charge répartie (linéaire)	(kw)
ΔP_d	Perte de charge par dénivellation	(kw)
ΔP_{acc}	Perte de charge due aux accessoires	(kw)
ΔP_{det}	Chute de pression dans le détendeur	-
ΔP_1	Chute de pression dans la ligne liquide	-
ΔP_{dist}	Chute de pression dans le distributeur	-
ΔP_{EV}	Chute de pression dans l'évaporateur	-

ΔP_F	Perte de charge dans le filtre déshydrateur	-
ΔP_{REM}	Perte de charge dans la vanne électromagnétique	-
ΔP_{voy}	Perte de charge dans le voyant	-

Introduction générale

Le refroidissement à froid est une technologie fondamentale dans le domaine de la conservation des aliments, permettant de maintenir la qualité, la fraîcheur et la durabilité des produits agricoles tout au long de leur chaîne d'approvisionnement. Cette méthode joue un rôle crucial en ralentissant la dégradation microbologique et physiologique des produits sensibles à la chaleur comme les pommes de terre.

Notre étude se concentre sur une chambre froide spécifiquement conçue pour le stockage optimal des pommes de terre. Nous examinerons en détail toutes les composantes essentielles de cette chambre froide, y compris les équipements et les dimensions critiques nécessaires pour assurer un environnement de conservation idéal.

Dans le premier chapitre, nous introduisons et donnons un aperçu de l'évolution du refroidissement. Dans le deuxième chapitre, nous avons étudié l'isolation thermique pour deux chambres, celle de conservation et celle de pré-conservation, puis nous avons examiné l'équilibre thermique dans le troisième chapitre pour ces deux chambres. Ensuite, le choix du fluide frigorigène a été abordé, suivi de l'étude de l'installation où tous les appareils et équipements nécessaires pour ces deux chambres ont été sélectionnés. Dans le cinquième chapitre, Dans le sixième chapitre, nous avons traité de la régulation et de l'équipement électrique.

En conclusion, cette recherche vise à approfondir notre compréhension des technologies de refroidissement à froid, en mettant en évidence leur rôle vital dans la conservation des pommes de terre et leur contribution à la sécurité alimentaire et à la durabilité des chaînes d'approvisionnement agricoles.

Introduction

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

1. Définitions de base

1.1. Froid

Le froid est la sensation que fait éprouver la diminution, la perte ou l'absence de la chaleur, c'est le terme utilisé pour décrire le processus de refroidissement et l'extraction de la chaleur à partir d'une substance.

1.2. Réfrigération

La réfrigération est une façon d'abaisser la température d'un local, qu'il s'agisse d'un frigo ménager, d'un congélateur industriel, de la climatisation d'une maison, d'un immeuble ou d'une voiture, le système reste quasiment le même. Seules les températures et les pressions de fonctionnement sont différentes aussi bien dans les locaux que dans le circuit frigorifique [1].

1.3. Congélation

Le traitement par le froid "congélation" consiste à refroidir, à congeler, et à conserver une denrée à une température très inférieure à celle de l'eau, constitutive en son sein. Une grande partie de cette eau est transformée en glace sous de cristaux plus ou moins gros. [2]

2. Histoire du froid

Depuis l'antiquité, l'homme conservait la viande dans des blocs de glace, il a cherché à conserver les aliments, celles-ci étant par nature, de production saisonnière et s'altèrent vite. Dans la Rome Antique les romains prélevaient de la neige et glace durant l'hiver et la mettaient au fond des cavernes, puis l'utilisaient pendant la période estivale dans le but d'apporter la fraîcheur nécessaire pour la conservation de leurs produits alimentaires. En 1622 Francis Bacon essaya de garder aux produits alimentaires leurs fraîcheurs par l'expérience du poulet farci de neige. L'année 1682 connut la découverte du microscope, ainsi que la notion du micro-organisme et l'on déduit que la chaleur a été favorable. Donc il faut refroidir pour éviter la prolifération des bactéries.

Trois ans plus tard le français Ahire tente la fabrication du froid en laboratoire.

Les savant et les chercheurs ne s'arrêtent pas la, en 1775 William Cullen réussit à congeler une partie d'eau évaporant l'éther sous une pression réduite (à basse pression), ces expériences et autres ont permis à un bon nombre de savants de progresser dans le domaine du froid jusqu'à ce que le premier groupe frigorifique utilisé pour la fabrication de glace ait vu le jour aux USA en 1855.

EN 1862 où l'on vit pour la première fois et avec stupéfaction l'extraction de blocs de glace d'une machine à absorption produisant du froid grâce à la chaleur.

La fabrication de la glace continue pendant plusieurs années avant que Charles Tellier (1828-1913), considéré comme le père du froid, ne fasse la première application avec succès des nouveaux principes du froid.

La vie moderne impose la conservation des produits qui n'est possible que par leur refroidissement dans les chambres froides, en portant leur température au-dessous des certaines limites qui permet leur conservation à court ou long terme [3].

3. Froid et l'industrie agroalimentaire

On peut trouver le froid dans des domaines très variés tels que :

- L'industrie pharmaceutique.
- L'industrie chimique et pétrochimique.
- Le conditionnement des locaux industriels et l'habitation.
- L'industrie agro-alimentaire.

4. Importance du froid pour l'industrie agro-alimentaire

On a pu estimer que dans certaines régions du monde, une grande partie des denrées alimentaires disponibles se perdent entre la période qui s'écoule entre le moment de la production et celui de la consommation. Ainsi, dans le domaine alimentaire, l'objectif du froid est de maintenir la qualité originale des produits en limitant (ou en supprimant) les altérations liées au développement des microorganismes, altérations très rapides dans les pays chauds à cause des conditions climatiques (température, humidité relative) qui sont favorables à la prolifération des bactéries, levures et moisissures.

Pour les produits fabriqués par l'industrie agroalimentaire (lait, fromage...), le froid permet d'améliorer leur qualité en favorisant la maîtrise des conditions de fabrication par une optimisation des paramètres climatiques influençant le comportement des microorganismes.

Le froid permet aussi l'augmentation du volume de production agricole par la modification du cycle végétatif des plantes améliorant ainsi leur rendement (printanisation des céréales...).

En production animale, le froid permet la conservation longue durée du sperme destiné à l'insémination artificielle ou encore la conservation des sérums et des vaccins destinés à enrayer les épidémies frappant les animaux.

L'avancée technologique de nos jours qui autorise un contrôle plus précis de la température et de l'humidité permet d'améliorer la production du froid.

L'utilisation des atmosphères artificielles permet d'augmenter la durée de conservation de certains fruits et légumes, de même l'utilisation d'adjuvants permet de renforcer l'action du froid mais leur utilisation doit être conforme à la législation nationale relative à la protection des aliments.

Dans les pays chauds et humides, une température de l'ordre de +10°C permet une bonne conservation du poisson fumé, du lait concentré ou en poudre, des conserves de viandes...ce qui montre une bonne complémentarité entre le froid et les autres techniques de conservations (séchage...).

Il faut retenir que l'alimentation d'une population mondiale sans cesse croissante exige que des efforts réalisés pour accroître les productions alimentaires soient accompagnés d'initiatives destinées à réduire sinon à éliminer les pertes qui autrement resteraient considérables à toutes les étapes de la distribution et de la transformation des aliments [4].

5. Froid et denrées

Pour que froid d'un produit soit fructueux, il faut remplir trois conditions

- **Sain** : On ne doit conserver que les produit de première qualité, c'est-à-dire ceux de la récolte afin qu'ils restent conservés intacts.
- **Précoce** : Il est nécessaire que les produits soient le plus rapidement possibles mis au froid, que l'entreposage soit prévu pour le court ou long terme en fonction de la nature de produit, selon qu'il s'agisse de fruit, la température set différent.
- **Continu** : Il est nécessaire de soumettre le produit à un froid continu du début jusqu'à la fin.

6. Modes de production du froid

La production du froid consiste en l'absorption de la chaleur contenue dans un milieu et peut être obtenue suivant plusieurs modes. Parmi les différentes modes de production du froid, on cite

- Sublimation d'un solide (cas du CO₂).

- Détente d'un gaz comprimé.
- Fusion d'un corps solide.
- Refroidissement thermoélectrique.
- Dissolution de certains sels.
- Vaporisation d'un liquide en circuit fermé.

La sublimation d'un solide consiste à la faire passer de l'état solide à l'état vapeur par absorption de chaleur, le cas le plus courant est celui du CO_2 qui à la pression atmosphérique a une température de sublimation de -78.9°C .

La détente d'un gaz comprimé repose sur le principe de l'abaissement de la température d'un fluide lors de sa détente (avec ou sans travail extérieur). Cependant, cet abaissement est plus important lors de la détente sans travail extérieur (détente Joule -Thomson : étranglement à travers une vanne) mais il ne faut pas perdre de vue que le refroidissement du gaz détendu aura lieu seulement dans le cas où sa température avant la détente serait inférieure à la température d'inversion de l'effet Joule -Thomson.

La fusion d'un corps solide se fait à température constante par absorption de la chaleur latente de fusion du corps considéré, ce procédé discontinu bien que simple présente l'inconvénient de nécessiter une congélation préalable à moins que cet état ne soit disponible à l'état naturel.

Le refroidissement thermoélectrique (effet Peltier) est utilisé pour produire de très petites quantités de froid. Il consiste à faire passer un courant continu dans un thermocouple constitué de conducteurs de natures différentes reliés alternativement par des ponts de cuivre.

La dissolution d'un sel dans l'eau provoque un abaissement de la température de la solution. Ce n'est pas un phénomène très utilisé dans l'industrie frigorifique à cause de la nécessité de vaporisation ultérieure de l'eau (récupération du sel). Par exemple, le mélange de neige (4 parties) et de potasse (3 parties) fait baisser la température de la solution de 0°C à 40°C .

La vaporisation d'un liquide permet de produire du froid par l'absorption de la chaleur à travers un échangeur (évaporateur), la vapeur produite étant ultérieurement liquéfiée dans un autre échangeur (condenseur), le fluide décrit ainsi un cycle au sein d'une machine fonctionnant de manière continue. Les machines utilisant ce principe peuvent être regroupées en deux grandes familles que sont les machines à compression mécanique et les machines à absorption. La vaporisation d'un liquide en circuit fermé reste la méthode la plus utilisée pour la production du froid.

6. Données météorologiques de la ville de Msila

1. Situation géographique et paramètres climatiques

Les données météorologiques de la ville de Msila sont présentées dans le tableau ci-dessous,

Données géographiques			Période hivernale		Période estivale	
Altitude (m)	Longitude (e)	Latitude (n)	Temps. de base (°C)	Humidité relative(%)	Temps. de base (°C)	Humidité relative(%)
09	5°,05	36°,45	6	80	34	40

Tableau.I.1 : Données géographiques ainsi que les paramètres climatiques de Msila

2. Destination des chambres

- **Chambre froide positive** : Conservation de la pomme de terre.
- **SAS** : pré-conservation des pommes de terre.

Les destinations des chambres ainsi que les conditions de conservation sont affichées dans le tableau suivant

3. Dimensions des chambres

Chambres	Dimensions des chambres			Dimensions des portes	
	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Hauteur (m)	Largeur (m)
Chambre de conservation	10	10	4	2,20	1,20
SAS	10	10	4	3,00	2,00

Tableau.I.2 : Dimensions des chambres

Isolation thermique

Le froid à produire est coûteux, d'où la nécessité de bien isoler les parois des locaux pour empêcher la chaleur de pénétrer à travers ces parois, il est donc indispensable de préserver le froid produit en utilisant un mauvais conducteur de la chaleur, dit: isolant.

1. Rôle de l'isolation

L'isolation thermique limite le flux thermique en provenance de ou vers le milieu extérieur comme elle évite la pénétration de l'eau.

2. Différents types d'isolant thermique

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

- Liège
- Polystyrène expansé
- Polyuréthane
- Fibre de verre
- Mousse de polyuréthane
- Laine minérale
- Caoutchoucs mousse
- Laine de roche
- Foam glass

3. Caractéristiques d'un bon isolant

Un bon isolant doit répondre à :

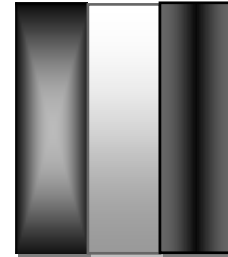
- Faible densité
- Très faible conductibilité thermique
- Non hygroscopique
- Imputrescible
- Ininflammable
- Stable entre certaines limites de températures
- Sans action sur le bois et le fer
- Ne doit pas être un terrain favorable pour les rongeurs ou les insectes

- Disponible
- Coût peu élevé
- Température d'utilisation

4. Structure des parois

4.1. Parois internes, plafond et portes

N°	Matériau	Épaisseur (m)	λ (Kcal/h.m°C)
1	Tôle d'acier galvanisée	0,0015	45
2	Polyuréthane	/	0,022
3	Tôle d'acier galvanisée	0,0015	45



$$\Sigma e_i/\lambda_i \approx 0,000066 \text{ hm}^2 \text{ °C/Kcal}$$

Fig.II.1 : Parois internes plafond portes

4.2. Plancher chambre positive

N°	Matériau	e (m)	λ (Kcal/hm°C)
1	Carrelage	0,03	1,04
2	Mortier ciment	0,03	0,774
3	Béton	0,06	1,5
4	Par vapeur	0.01	/
5	Polystyrène	/	0,025
6	Par vapeur	0.01	/
7	Béton plein	0,08	1,5
8	Pierre dur	0,2	1,9

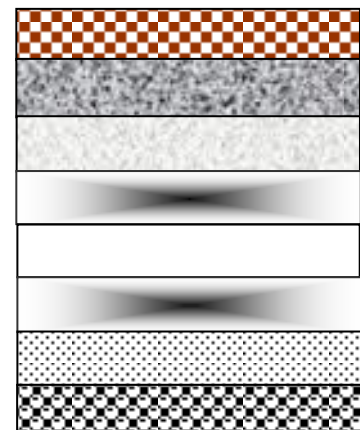


Fig.II.2 : Plancher chambre positive

$$\Sigma e_i/\lambda_i \approx 0,266 \text{ h m}^2 \text{ °C/Kcal}$$

5. Méthode de calcul

Les épaisseurs des isolants sont calculées à l'aide de la densité du flux thermique à travers les parois (q) qui se calcule d'après la formule suivante

$$q = K.S.\Delta t$$

Avec

- $S = 1\text{m}^2$
- Δt : différence de température de l'air des deux côtés de la paroi

- $\Delta t = t_e - t_i$

Pour les parois externes la majoration se fait suivant l'orientation

- Nord-est : $t_e = t_B + 5 \text{ }^\circ\text{C}$
- Sud-ouest : $t_e = t_B + 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Pour le plafond :

- Si le plafond est exposé directement à l'extérieur : $t_e = t_B + 5 \text{ }^\circ\text{C}$
- Si le plafond se donne un entre local au dessus : t_e sera celle du local

Pour le sol :

- Sur la terre pleine : $t_e = 15^\circ\text{C}$
- Sur vide sanitaire : $t_e = 20^\circ\text{C}$

On suppose que : $q = (8\sim 10) \text{ Kcal/hm}^2$

- Conservation à température positive $q = 10 \text{ Kcal/hm}^2$

- **Calcul du K théorique (K_{th})**

$$q = K.S.\Delta t \Rightarrow K_{th} = \frac{q}{\Delta t}$$

- **Calcul de l'épaisseur de l'isolant**

$$K_{th} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (\text{Kcal/h}^\circ\text{Cm}^2)$$

$$e_{is} = \lambda_{is} \left[\frac{1}{K_{th}} - \frac{1}{\alpha_e} - \frac{1}{\alpha_i} - \sum \frac{e_i}{\lambda_i} \right] \quad (\text{m})$$

- K_{th} : coefficient de transmission thermique $0,1 \leq K \leq 0,3 \text{ (Kcal/h}^\circ\text{Cm}^2)$
- $\frac{1}{\alpha_e}$ = Résistance thermique superficielle externe ($\text{h}^\circ\text{Cm}^2 / \text{Kcal}$)
- $\frac{1}{\alpha_i}$ = Résistance thermique superficielle interne ($\text{h}^\circ\text{Cm}^2 / \text{Kcal}$)
- e_{is} = Épaisseur de l'isolant (m)

- λ_{is} = Coefficient de conductivité thermique de l'isolant ($h^{\circ}Cm^2 / Kcal$)
- $\sum \frac{e_i}{\lambda_i}$ = Somme de la résistance thermique de différentes couches des matériaux.

- **Calcul du $K_{réel}$**

$$K_{réel} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (Kcal/h^{\circ}Cm^2)$$

- **Remarque**

T_e : température de garage (local non climatisé), $t_e = 30^{\circ}C$

- **Formule du local non-climatisé**

$$T_{inc} = t_{moy} + (0 \text{ à } 4)^{\circ}C$$

$$t_{moy} = t_b - (E \times 0,52)$$

E : écart diurne = $09^{\circ}C$

$$t_{moy} = 34 - (09 \times 0,52)$$

$$t_{moy} = 29,32^{\circ}C$$

$$T_{inc} = 29,32 + 0,68 = 30^{\circ}C = 30^{\circ}C$$

5.1. Application numérique

5.1.1. Chambre de conservation

- **Mur 01, 02, 03**

$$K_{th} = q / \Delta t$$

$$q = 10 \text{ kcal/hm}^2$$

$$t_e = 30^{\circ}C, \quad t_i = +3^{\circ}C$$

$$\Delta t = 27^{\circ}C$$

$$K_{th} = 10/27$$

$$K_{th} = 0,37 \text{ kcal/hm}^2^{\circ}C$$

$$0,37 > 0,3$$

On prend:

$$K_{th} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$e_{is} = \lambda_{is} \left(\frac{1}{K_{th}} - \sum (e_i / \lambda_i) - \frac{1}{\alpha_i} - \frac{1}{\alpha_e} \right)$$

$$e_{is} = 0,022 \left(\frac{1}{0,25} - \frac{1}{7} - \frac{1}{7} \right)$$

$$e_{is} = 0,081 \text{ m}$$

$$e_{is} = 0,08 \text{ m}$$

$$k_{réel} = 1 / \left(\sum (e_i / \lambda_i) + e_{is} / \lambda_{is} + \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right)$$

$$k_{réel} = 1 / (0,08 / 0,022 + 1/7 + 1/7)$$

$$k_{réel} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

- **Mur 04 et porte**

$$K_{th} = q / \Delta t$$

$$q = 10 \text{ kcal/hm}^2$$

$$t_e = 25^\circ\text{C} ; t_i = +3^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 22^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 10/22$$

$$K_{th} = 0,45 \text{ kcal/hm}^2\text{C}^\circ ; 0,45 > 0,3$$

On prend:

$$K_{th} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$K_{th} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$e_{is} = \lambda_{is} \left(\frac{1}{K_{th}} - \sum (e_i / \lambda_i) - \frac{1}{\alpha_i} - \frac{1}{\alpha_e} \right)$$

$$e_{is} = 0,022 \left(\frac{1}{0,25} - \frac{1}{7} - \frac{1}{7} \right)$$

$$e_{is} = 0,08 \text{ m}$$

$$e_{is} = 0,08 \text{ m}$$

$$k_{réel} = 1 / \left(\sum (e_i / \lambda_i) + e_{is} / \lambda_{is} + \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right)$$

$$k_{réel} = 1 / (0,08 / 0,022 + 1/7 + 1/7)$$

$$k_{réel} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

- **Plafond**

$$K_{th} = q / \Delta t$$

$$q = 10 \text{ kcal/hm}^2$$

$$t_e = 30 + 10 = 40^\circ\text{C}$$

$$t_i = +3^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 37^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 10/37$$

$$K_{th} = 0,27 \text{ kcal/hm}^2\text{C} ; 0,31 > 0,3 ;$$

On prend:

$$\mathbf{K_{th} = 0,27 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2}$$

$$e_{is} = \lambda_{is} \left(\frac{1}{K_{th}} - \sum (e_i / \lambda_i) - \frac{1}{\alpha_i} - \frac{1}{\alpha_e} \right)$$

$$e_{is} = 0,022 \left(\frac{1}{0,27} - \frac{1}{7} - \frac{1}{7} \right)$$

$$e_{is} = 0,075 \text{ m}$$

$$\mathbf{e_{is} = 0,08 \text{ m}}$$

$$k_{réel} = \frac{1}{\left(\sum (e_i / \lambda_i) + e_{is} / \lambda_{is} + \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right)}$$

$$k_{réel} = \frac{1}{\left(0,08/0,022 + \frac{1}{7} + \frac{1}{7} \right)}$$

$$\mathbf{k_{réel} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2}$$

- **Plancher**

$$K_{th} = q / \Delta t$$

$$q = 10 \text{ kcal/hm}^2$$

$$t_e = 15^\circ\text{C} ; t_i = +3^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 12^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 10/12$$

$$K_{th} = 0,83 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2 ; 0,83 > 0,3$$

On prend:

$$\mathbf{K_{th} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2}$$

$$e_{is} = \lambda_{is} \left(\frac{1}{K_{th}} - \sum (e_i / \lambda_i) - \frac{1}{\alpha_i} - \frac{1}{\alpha_e} \right)$$

$$e_{is} = 0,025 \left(\frac{1}{0,25} - 0,266 - \frac{1}{7} - 0 \right)$$

$$e_{is} = 0,089 \text{ m}$$

$$e_{is} = 0,10 \text{ m}$$

$$k_{réel} = 1/(\sum(e_i/\lambda_i) + e_{is}/\lambda_{is} + 1/\alpha_i + 1/\alpha_e)$$

$$k_{réel} = 1/(0,266 + 4 + 0,142 + 0)$$

$$k_{réel} = 0,22 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

5.1.2. SAS

- **Mur 05, 06 et porte**

$$K_{th} = q / \Delta t$$

$$q = 10 \text{ kcal/hm}^2$$

$$t_e = 30^\circ\text{C}, t_i = +12^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 18^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 10/18$$

$$K_{th} = 0,55 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$0,55 > 0,3$$

On prend:

$$K_{th} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$e_{is} = \lambda_{is}((1/K_{th}) - \sum(e_i/\lambda_i) - 1/\alpha_i - 1/\alpha_e)$$

$$e_{is} = 0,022((1/0,25) - 1/7 - 1/7)$$

$$e_{is} = 0,081 \text{ m} \approx 0,08 \text{ m}$$

$$k_{réel} = 1/(\sum(e_i/\lambda_i) + e_{is}/\lambda_{is} + 1/\alpha_i + 1/\alpha_e)$$

$$k_{réel} = 1/(3,63 + 0,142 + 0,142)$$

$$k_{réel} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

- **Plafond**

$$K_{th} = q / \Delta t$$

$$q = 10 \text{ kcal/hm}^2$$

$$t_e = 30 + 10 = 40^\circ\text{C}, t_i = +12^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 28^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 10/28$$

$$K_{th} = 0,35 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$0,35 > 0,3$$

On prend:

$$K_{th} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$e_{is} = \lambda_{is} \left(\frac{1}{K_{th}} - \sum (e_i / \lambda_i) - \frac{1}{\alpha_i} - \frac{1}{\alpha_e} \right)$$

$$e_{is} = 0,022 \left(\frac{1}{0,25} - \frac{1}{7} - \frac{1}{7} \right)$$

$$e_{is} = 0,081 \text{ m} \approx 0,08 \text{ m}$$

$$k_{réel} = \frac{1}{\left(\sum (e_i / \lambda_i) + e_{is} / \lambda_{is} + \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right)}$$

$$k_{réel} = \frac{1}{(3,63 + 0,142 + 0,142)}$$

$$k_{réel} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

- Plancher

$$K_{th} = q / \Delta t$$

$$q = 10 \text{ kcal/hm}^2$$

$$t_e = 15^\circ\text{C} ; t_i = +12^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 3^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 10/3$$

$$K_{th} = 3,33 \text{ kcal/h}^\circ\text{C m}^2$$

$$3,33 > 0,3$$

On prend:

$$K_{th} = 0,25 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$e_{is} = \lambda_{is} \left(\frac{1}{K_{th}} - \sum (e_i / \lambda_i) - \frac{1}{\alpha_i} - \frac{1}{\alpha_e} \right)$$

$$e_{is} = 0,025 \left(\frac{1}{0,25} - 0,266 - \frac{1}{7} - \frac{1}{5} \right)$$

$$e_{is} = 0,089 \text{ m} \approx 0,10 \text{ m}$$

$$k_{réel} = \frac{1}{\left(\sum (e_i / \lambda_i) + e_{is} / \lambda_{is} + \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right)}$$

$$k_{réel} = \frac{1}{(0,266 + 3,2 + 0,142 + 0,2)} = 0,22 \text{ k Cal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Tonnage des denrées

C'est la régulation du rythme de l'introduction des denrées à conserver dans les chambres froides, ainsi que l'organisation et le stockage dans un volume bien déterminé. Le but de calcul de tonnage et de déterminer la cadence horaire de l'interpose des différent denrées. Cette cadence est tirée da la cadence journalière. Qui est ainsi l'élément sensible dans la détermination de la chaleur due à l'introduction des denrées.

1. Méthode de calcul théorique

1.1. Surface utile

$$S_b = L \times l \times K_1$$

- S_b : Surface brute
- L : Longueur de la chambre
- l : Largeur de la chambre
- K_1 : Coefficient de correction des surfaces non utilisé "K1=0.75"

1.2. Hauteur utile H_u

$$H_u = h_b * K_2 \text{ en m}$$

- h_b : Hauteur brute de la chambre
- K_2 : coefficient de correction des espaces non utilisé "K2=0.80"

1.3. Volume utile

$$V_u = S_u * H_u \text{ en m}^3$$

1.4. Nombre de caisses

$$N_c = V_u / V_c \text{ Caisse}$$

- V_u : Volume utile
- V_c : Volume de la caisse

1.5. Masse totale des denrées entreposées

$$M_t = N_c * m_c \text{ en kg}$$

- N_c : nombre de caisse
- m_c : masse d'une caisse chargée (kg)

1.6. Détermination de la cadence journalière

$$C_j = m_t (10\text{à } 30)\% \text{ en kg/ jour}$$

1.7. Détermination de la cadence horaire

$$Ch = Cj/24 \text{ en g/h}$$

2. Méthode de calcul pratique

2.1. Détermination du nombre de caisse

$$Nc = Vu / Vc$$

- Nc : Nombre de caisse
- Vc : Volume de la caisse
- Vu : Volume utile de la chambre
- $Vu = Vb - Vint$
- Vb : Volume brute après isolation

2.2. Vide non utilisée

- Couloir de circulation (0,65m)
- Espace entre mur et caisse (0,1m)
- Distance entre mur et l'évaporateur (0,5m)
- Hauteur de l'évaporateur (0,60m)
- Largeur de l'évaporateur (0,5m)
- Pour les palettes des caisses (0,1m)

2.3. Calcul de la masse totale de la denrée à entreposer $Mt = mc*Nc$ en kg

- mc : Masse que peut contenir une caisse en Kg
- Nc : Nombre de caisse

2.4. Cadence journalière de la denrée a entreposée $Cj = mt (10\text{à}30)\%$ kg/jour

2.5. Cadence horaire de la denrée a entreposée $Ch = Cj/24$ en kg/h

3. Chambre de conservation

3.1. Volume de la chambre

- Avant l'isolation $V = 10 \times 10 \times 4 = 400 \text{ m}^3$
- Après l'isolation

Longueur utile en m	$Lu = 10 - (0.5 + 0.5 + 0.1) = 8.9$
Largeur utile en m	$lu = 10 - (0.1 + 0.65 + 0.1) = 9.15$
Hauteur utile en m	$Hu = 4 - (0.6 + 0.10) = 3.3$
Surface utile en m^2	$Su = (8.9 \times 9.15) = 81.43$
Volume utile en m^3	$Vu = 81.43 * 3.3 = 268.73 \text{ m}^3$

3.2. Dimension de la caisse

Longueur en m	$Lc = 0.54$
Largeur en m	$lc = 0.36$
Hauteur en m	$Hc = 0.29$
Volume en m^3	$Vc = 0.056$
Masse en kg	$Mc = 20$

3.3 Nombre de caisse

$$N_c = \frac{V_u}{V_c} = \frac{268.71}{0.056} = 4798 \text{caisse}$$

3.4. Masse totale

$$M_t = m_c \times N_c = 25 \times 4798 = 95960 \text{ Kg}$$

3.5. Cadence journalière

$$C_j = M_t \times (10 \text{ à } 30) = 95960 \times 0.10 = 9596 \text{ Kg/j}$$

3.6. Cadence horaire

$$C_h = \frac{C_j}{24} = \frac{9596}{24} = 399.83 \text{ Kg/h}$$

4. SAS

4.1. Volume de la chambre

- Avant l'isolation $V = 10 \times 10 \times 4 = 400 \text{ m}^3$
- Après l'isolation

Longueur utile en m	$Lu = 10 - (0.5 + 0.5 + 0.65 + 0.1) = 8.25$
Largeur utile en m	$lu = 10 - (0.1 + 0.25) = 9.7$
Hauteur utile en m	$Hu = 04 - (0.6 + 0.10) = 3.3$
Surface utile en m ²	$Su = (8.25 * 9.7) = 80.02$
Volume utile en m ³	$Vu = 79.61 * 3.3 = 264.08 \text{ m}^3$

4.2. Dimension de la caisse

Longueur en m	$L_c = 0.54$
Largeur en m	$l_c = 0.36$
Hauteur en m	$H_c = 0.29$
Volume en m ³	$V_c = 0.056$
Masse en kg	$M_c = 20$

4.3. Nombre de caisse

$$N_c = \frac{V_u}{V_c} = \frac{264.08}{0.056} = 4715 \text{Caisse}$$

4.4. Masse totale

$$M_t = m_c \times N_c = 20 \times 4715 = 94300 \text{ Kg}$$

4.5. Cadence journalière

$$C_j = M_t \times (10 \text{ à } 30) = 94300 \times 0.20 = 18860 \text{ Kg / j}$$

4.6. Cadence horaire

$$C_h = \frac{C_j}{24} = \frac{18860}{24} = 785.83 \text{ Kg/h}$$

Bilan thermique

L'étude du bilan thermique est la détermination de la résultante de toutes les chaleurs et les apports thermiques, auxquels est soumis le local à réfrigérer, ce qui nous permet de déterminer la puissance du groupe de condensation à installer.

Dans ce cadre, on distingue deux grandes catégories des charges thermiques ;

1. Charges externes

On trouve dans cette catégorie

- Charges dûes aux apports de chaleur par transmission à travers des parois.
- Charges dûes au renouvellement d'air [5].

2. Charges internes

Les charges internes se subdivisent en

- Charges dépendantes des denrées

On y trouve [5] ;

1. Charges thermiques dues aux denrées entrantes,
 2. Charges thermiques dues à la respiration des denrées ;
- Charges indépendantes des denrées

On y trouve :

1. Charges thermiques dues à l'éclairage,
2. Charges thermiques dues aux personnes ;
3. Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage ;
4. Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs.

3. Méthode de calcul

3.1. Charges externes

3.1.1. Charges thermiques par transmission à travers des parois

$$Q_{tr} = K.S.\Delta t \quad \text{en kW}$$

Avec K : coefficient global de transmission thermique de la paroi (Kcal/h.m² °C)

S : surface de la paroi considérée (m²)

Δt : différence de température entre les deux côtés de la paroi (°C) [5]

3.1.2. Charges thermiques dues au renouvellement d'air

$$Q_{ra} = m_{af} \cdot \Delta h \quad \text{en kW}$$

Avec :

- m_{af} : débit masse d'air extérieur admis en kg/s
- Δh : différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant en kJ/kg

On a par ailleurs

$$m_{af} = V_{af} \times \rho_{ai} / 86400 \quad \text{en Kg/s}$$

Avec :

- V_{af} = débit volumique d'air extérieur en m³/d
- ρ_{ai} = masse volumique de l'air de la chambre froide en Kg/m³
- ρ_o = la valeur de ρ_o étant prise égale à 1,293 Kg/m³

$$\rho_{ai} = \rho_o / [1 + (t_i / 273,15)]$$

- t_i = la température intérieure de la chambre froide en °c

Pour le débit volumique d'air extérieur

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

Avec :

- V : volume de la chambre froide en m³.
- n : taux de renouvellement d'air journalier en d⁻¹.

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

Avec :

- V = volume de la chambre froide (m³) [5].

3.2. Charges internes

3.2.1. Charges dépendantes des denrées

3.2.1.1. Charges thermiques dues aux denrées entrantes

$$Q_{de} = m \cdot C_p \cdot \Delta t / 3600 \quad \text{en [kW]}$$

Avec :

- m : la masse de denrée introduite par heure (cadence horaire) en kg/h
- C_p : capacité thermique moyenne de la denrée kJ/kg°C

$$\Delta t = t_1 - t_2$$

- t_1 : température initiale de la denrée introduite en °C.
- t_2 : température de la chambre en °C.
- 3600 : nombre de secondes par heure.

3.2.1.2. Charges thermiques dues à la respiration des denrées

$$Q_{\text{res}} = m_T \cdot q_{\text{res}} / 3600 \quad \text{en [kW]}$$

- m : masse totale des denrées en [t]
- q_{res} : chaleur de respiration de la marchandise considérée (kW/t·h)
- 3600 : nombre de secondes par heure. [5]

3.2.2. Charges indépendantes des denrées

3.2.2.1. Charges thermiques dues à l'éclairage

$$Q_{\text{ecl}} = n \cdot p \cdot \tau / 24 \quad \text{en [W]}$$

- n : Nombre des luminaires.
- p : Puissance d'un luminaire en [W].
- τ : Durée de fonctionnement des luminaires.
- 24 : Nombre d'heures dans une journée. [5]

3.2.2.1.1. Détermination du nombre des luminaires

L'éclairement nominal habituellement prévu oscille entre **60** et **100 lux** ce qui fait que le projecteur peut partir dans ses calculs sur la base d'une charge thermique d'environ **6W/m²**.

$$q_{\text{ecl}} = S \times 6$$

Avec :

- S : surface de la chambre en m².
- q_{ecl} : charge thermique due à l'éclairage requis pour la surface S , en W

Pour déterminer le nombre des luminaires il suffi d'appliquer la formule

$$n = q_{ecl} / p$$

- p : Puissance d'un luminaire en [W] [5]

3.2.2.2. Charges thermiques dues aux personnes

$$Q_{per} = n \cdot q_p \cdot \tau / 24 \quad \text{en [W]}$$

- n : nombre des personnes opérant dans la chambre froide.
- q_p : quantité de chaleur dégagée par personne selon la température.
- τ : durée de présence de chaque personne dans la chambre h/d
- 24 : nombre d'heures dans une journée. [5]

3.2.2.3. Détermination de la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur

$$\phi_{0int} = Q_{int} \cdot 24 / \tau_{inst} \quad \text{en [kW]}$$

Avec :

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{de} + Q_{res} + Q_{ec} + Q_{per} \quad \text{en [kW]}$$

- τ_{inst} : durée de fonctionnement de l'installation :
- 16 h/d pour la conservation à température positive. [5]

3.2.2.4. Détermination de la puissance frigorifique prévisionnelle de l'évaporateur

La valeur de la puissance frigorifique prévisionnelle " $\phi_{prév}$ " nous permet de faire un choix préalable d'un évaporateur afin d'y tirer le nombre et la puissance des moto-ventilateurs et celle des résistances de dégivrage pour déterminer la puissance frigorifique effective. Elle est tirée de la formule suivante :

$$\phi_{prév} = 1.2 \phi_{0int}$$

3.2.2.5. Charges thermiques dues aux moto-ventilateurs des évaporateurs

$$Q_{vent} = n \cdot p \cdot \tau_{EV} / \tau_{inst} \quad \text{en [kW]}$$

Avec

- n : Nombre des moteurs des ventilateurs.
- p : Puissance du ventilateur en [kW]. [5]
- τ_{EV} : Durée de fonctionnement des ventilateurs en [h/d].
- τ_{inst} : Durée de marche de l'installation en [h/d], (16 h/d pour la conservation à température positive)

3.2.2.6. Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage

$$Q_{deg} = n \cdot p \cdot \tau_{deg} / \tau_{inst} \quad \text{en [kW]}$$

Avec

- n : Nombre des résistances de dégivrage.
- p : Puissance d'une résistance en [kW].
- τ_{deg} : Durée de fonctionnement des résistances en [h/d].
- τ_{inst} : Durée de marche de l'installation en [h/d], (16 h/d pour la conservation à température positive) [5]

NB :

- $Q_{deg} = 0$ kW pour le SAS.
- **Contrôle de la puissance frigorifique effective**

$$\Phi_{0eff} = Q_{vent} + Q_{deg} + \Phi_{0int} \quad \text{kW}$$

$$\Phi_{prev} > \Phi_{0eff}$$

4. Calcul du bilan thermique

4.1. Chambre de conservation

4.1.1. Charges thermiques par transmission à travers des parois

$$Q_{tr} = K \cdot S \cdot \Delta t \quad (\text{kW})$$

Le tableau suivant présente les charges thermiques par transmission à travers chaque paroi et plafond et plancher ainsi que les paramètres de calcul :

Paroi	$K_{réel}$ (Kcal/h°cm ²)	Surface (m)	$t_{e(majorée)}$ (°C)	t_i (°C)	Δt (°C)	Q_{tr} (kcal/h)
01	0,17	40	25	+3	22	149,6
02	0,25	40	30	+3	27	270
03	0,25	40	30	+3	27	270
04	0,25	40	25	+3	22	220
Plafond	0,25	100	40	+3	37	925
Plancher	0,22	100	15	+3	12	264

$$\Sigma Q_{tr.i} = 2098,6 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{tr.i} = 2,43 \text{ kW}$$

4.1.2. Charges thermiques dues au renouvellement d'air

$$Q_{ra} = m_{af} \cdot \Delta h \quad (\text{kW})$$

$$m_{af} = V_{af} \times \rho_{ai} / 86400 \quad \text{en Kg/s}$$

$$V_{af} = V \times n \quad ; \quad n = 70/\sqrt{V} \quad ; \quad V = S_b \times h_b$$

$$V_{af} = 70 \times \sqrt{S_b \times h_b}$$

$$V_{af} = 70 \times \sqrt{100 \times 4}$$

$$V_{af} = 1400 \text{ m}^3/\text{d.s}$$

$$\rho_{ai} = \rho_0 / [1 + (t_i / 273,15)]$$

$$\rho_{ai} = 1,293 / [1 + (3 / 273,15)]$$

$$\rho_{ai} = 1,274 \text{ kg/m}^3$$

$$m_{af} = 1400 \times 1,274 / 86400$$

$$m_{af} = 0,02 \text{ kg/s}$$

Δh : du diagramme psychrométrique :

$$t_i = +3^\circ\text{C}; \varphi_i = 80\% \quad : \quad h_i = 12,34 \text{ kJ/kg}$$

$$t_e = +12^\circ\text{C}; \varphi_e = 80\% \quad : \quad h_e = 29,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h = 29,5 - 12,34$$

$$\Delta h = 17,16 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{ra} = 0,02 \times 17,16$$

$$Q_{ra} = 0,34 \text{ kW}$$

4.1.3. Charges thermiques dues aux denrées entrantes

$$Q_{de} = m \cdot C_p \cdot \Delta t / 86400 \quad \text{en [kW]}$$

$$m = 9596 \text{ Kg/j}$$

$$C_p = 3,85 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = t_1 - t_2$$

- $t_1 = +12 \text{ °C}$

- $t_2 = +3 \text{ °C}$

$$\Delta t = 12 - 3 = 9 \text{ °C}$$

$$Q_{de} = 9596 \times 3,85 \times 9 / 86400$$

$$Q_{de} = 3,84 \text{ kW}$$

4.1.4. Charges thermiques dues à la respiration des denrées

$$Q_{res} = M_T \cdot q_{res} / 3600 \quad \text{en [kW]}$$

$$M_T = 95,96 \text{ t}$$

$$q_{res} = 79,8 \text{ kW/h t (pour: } t = +3\text{°C)}$$

$$Q_{res} = 95,96 \times 79,8 / 3600$$

$$Q_{res} = 2,12 \text{ kW}$$

4.1.5. Charges thermiques dues à l'éclairage

$$Q_{ecl} = n \cdot p \cdot \tau / 24 \quad \text{en [W]}$$

$$\tau = 8 \text{ h/d}$$

4.1.5.1. Détermination du nombre des luminaires

$$q_{ecl} = S \times 6$$

$$q_{ecl} = 100 \times 6$$

$$q_{ecl} = 600 \text{ W}$$

$$n = q_{ecl} / p$$

$$p = 100 \text{ W}$$

$$n = 600 / 100$$

$$n = 6 \text{ lampes}$$

$$Q_{ecl} = 6 \times 100 \times 8 / 24$$

$$Q_{ecl} = 200 \text{ W}$$

$$Q_{ecl} = 0,2 \text{ kW}$$

4.1.6. Charges thermiques dues aux personnes

$$Q_{\text{per}} = n \cdot q_p \cdot \tau / 24 \quad \text{en [W]}$$

$$n = 4 \text{ personnes}$$

$$q_p = 252 \text{ W (pour: } t = +3^\circ\text{C)}$$

$$\tau = 8 \text{ h/d}$$

$$Q_{\text{per}} = 4 \times 252 \times 8 / 24$$

$$Q_{\text{per}} = 0,33 \text{ kW}$$

4.1.7. Détermination de la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur

$$\phi_{0\text{int}} = Q_{\text{int}} \cdot 24 / \tau_{\text{inst}}$$

$$Q_{\text{int}} = Q_{\text{tr}} + Q_{\text{re}} + Q_{\text{de}} + Q_{\text{res}} + Q_{\text{ec}} + Q_{\text{per}} \quad Q_{\text{int}} = 2,43 + 0,34 + 3,84 + 2,12 + 0,2 + 0,33$$

$$Q_{\text{int}} = 9,26 \text{ kW}$$

$$\tau_{\text{inst}} = 16 \text{ h/d}$$

$$\phi_{0\text{int}} = 9,26 \times 24 / 16$$

$$\phi_{0\text{int}} = 13,89 \text{ kW}$$

4.1.8. Détermination de la puissance frigorifique prévisionnelle de l'évaporateur

$$\phi_{\text{prév}} = 1,2 \phi_{0\text{int}}$$

$$\phi_{\text{prév}} = 1,2 \times 13,89$$

$$\phi_{\text{prév}} = 16,66 \text{ kW}$$

4.1.9. Charges thermiques dues aux moto-ventilateurs des évaporateurs

$$Q_{\text{vent}} = n \cdot p \cdot \tau_{\text{EV}} / \tau_{\text{inst}} \quad \text{en [kW]}$$

$$(n = 3; p = 0,54 \text{ kW})$$

$$\tau_{\text{EV}} = 24 \text{ h/d}$$

$$\tau_{\text{inst}} = 16 \text{ h/d}$$

$$Q_{\text{vent}} = 3 \times 0,54 \times 24 / 16$$

$$Q_{\text{vent}} = 2,43 \text{ kW}$$

4.1.10. Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage

$$Q_{deg} = n \cdot p \cdot \tau_{deg} / \tau_{inst}$$

$$Q_{deg} = 0 \text{ kW}$$

4.1.11. Contrôle de la puissance frigorifique effective

$$\phi_{0eff} = Q_{vent} + Q_{deg} + \phi_{0int}$$

$$\phi_{0eff} = 2.43 + 0 + 13.89$$

$$= 16.32 \text{ kW}$$

$$\phi_{prev} > \phi_{0eff}$$

$$\phi_{prev} = 16.66 \text{ kW}$$

4.2. SAS

4.2.1. Charges thermiques par transmission à travers des parois

$$Q_{tr} = K.S.\Delta t \text{ (kW)}$$

Le tableau suivant présente les charges thermiques par transmission à travers chaque paroi et plafond et plancher ainsi que les paramètres de calcul

Paroi	Kréel (kcal/h cm ²)	Surface (m ²)	te majorée (°C)	t (°C)	Δt (°C)	Q _{tr} (kcal/h)
01	0,17	40	25	12	13	88,4
02	0,25	40	25	12	13	130
03	0,25	40	30	12	18	180
04	0,25	40	30	12	18	180
Plafond	0,25	100	40	12	28	700
Plancher	0,22	100	15	12	03	66

$$\Sigma Q_{tr,i} = 1344,4 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{tr} = 1,55 \text{ kW}$$

4.2.2. Charges thermiques dues au renouvellement d'air

$$Q_{ra} = m_{af} \cdot \Delta h \text{ (kW)}$$

$$m_{af} = V_{af} \times \rho_{ai} / 86400 \text{ en Kg/s}$$

$$V_{af} = V \times n;$$

$$n = 70 / \sqrt{V};$$

$$V = S_b \times h_b$$

$$V_{af} = 70 \times \sqrt{(S_b \times h_b)}$$

$$V_{af} = 70 \times \sqrt{(100 \times 4)}$$

$$V_{af} = 1400 \text{ m}^3/\text{d}$$

$$\rho_{ai} = \rho_0 / [1 + (t_i / 273,37)]$$

$$\rho_{ai} = 1,293 / [1 + (12 / 273,37)]$$

$$\rho_{ai} = 1,23 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$m_{af} = 1400 \times 1,23 / 86400$$

$$m_{af} = 0,019 \text{ kg}/\text{s}.$$

- Δh : Du diagramme psychrométrique :

$$t_i = +12^\circ\text{C};$$

$$\varphi_i = 80 \% :$$

$$h_i = 29,5 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$t_e = +30^\circ\text{C}.$$

$$\varphi_e = 44 \% : h_e = 59,74 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$\Delta h = 59,74 - 29,5$$

$$\Delta h = 30,25 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$Q_{ra} = 0,019 \times 30,25$$

$$Q_{ra} = 0,57 \text{ kW}$$

4.2.3. Charges thermiques dues aux denrées entrantes

$$Q_{de} = m \cdot C_p \cdot \Delta t / 86400 \quad \text{en [kW]}$$

$$m = 18860 \text{ Kg}/\text{j}$$

$$C_p = 3,85 \text{ kg}/\text{j}$$

$$\Delta t = t_1 - t_2$$

- $t_1 = +25^\circ\text{c}$

- $t_2 = +12^\circ\text{c}$

$$\Delta t = 25 - 12 = 13^\circ\text{C}$$

$$Q_{de} = 18860 \times 3,85 \times 13 / 86400$$

$$Q_{de} = 10,92 \text{ kW}$$

4.2.4. Charges thermiques dues à la respiration des denrées

$$Q_{res} = m_T \cdot q_{res} / 3600 \quad \text{en [kW]}$$

$$M_T = 94,30 \text{ t}$$

$$q_{res} = 101,4 \text{ kJ/h t (pour: } t = +12^\circ\text{C)}$$

$$Q_{res} = 94,30 \times 101,4 / 3600 = 2,65 \text{ kW}$$

4.2.5. Charges thermiques dues à l'éclairage

$$Q_{ecl} = n \cdot p \cdot \tau / 24 \quad \text{en [W]}$$

$$\tau = 8 \text{ h/d}$$

4.2.5.1. Détermination du nombre des luminaires

$$q_{ecl} = S \times 6$$

$$q_{ecl} = 100 \times 6$$

$$q_{ecl} = 600 \text{ W}$$

$$n = q_{ecl} / p$$

$$p = 100 \text{ W}$$

$$n = 600 / 100$$

$$n = 6 \text{ lampes}$$

$$Q_{ecl} = 6 \times 100 \times 8 / 24$$

$$Q_{ecl} = 0,20 \text{ kW}$$

4.2.6. Charges thermiques dues aux personnes

$$Q_{per} = n \cdot q_p \cdot \tau / 24 \quad \text{en [W]}$$

$$n = 4 \text{ personnes}$$

$$q_p = 206 \text{ W (pour: } t = +12^\circ\text{C)}$$

$$\tau = 8 \text{ h/d}$$

$$Q_{per} = 4 \times 206 \times 8 / 24 = 0,27 \text{ kW}$$

4.2.7. Détermination de la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur

$$\phi_{0int} = Q_{int} \cdot 24 / \tau_{inst}$$

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{de} + Q_{res} + Q_{ec} + Q_{per}$$

$$Q_{int} = 1,55 + 0,57 + 10,92 + 2,65 + 0,20 + 0,27$$

$$Q_{int} = 16,16 \text{ kW}$$

$$\tau_{inst} = 16 \text{ h/d}$$

$$\phi_{0int} = 16,16 \times 24 / 16 = 24,24 \text{ kW}$$

4.2.8. Détermination de la puissance frigorifique prévisionnelle de l'évaporateur

$$\phi_{prév} = 1,2 \phi_{0int}$$

$$\phi_{prév} = 1,2 \times 24,24$$

$$\phi_{prév} = 29,08$$

4.2.9. Charges thermiques dues aux moto-ventilateurs des évaporateurs

$$Q_{vent} = n \cdot p \cdot \tau_{EV} / \tau_{inst} \text{ en [kW]}$$

$$(n = 3 ; p = 0.072 \text{ kW})$$

$$\tau_{EV} = 24 \text{ h/d}$$

$$\tau_{inst} = 16 \text{ h/d}$$

$$Q_{vent} = 3 \times 0.072 \times 24 / 16 = 0.32 \text{ kW}$$

4.2.10. Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage

$$Q_{deg} = n \cdot p \cdot \tau_{deg} / \tau_{inst}$$

$$Q_{deg} = 0 \text{ kW}$$

4.2.11. Contrôle de la puissance frigorifique effective

$$\phi_{0eff} = Q_{vent} + Q_{deg} + \phi_{0int}$$

$$\phi_{0eff} = 0.32 + 0 + 24.24 = 24.56 \text{ kW}$$

$$\phi_{prév} > \phi_{0eff}$$

$$\phi_{prév} = 29.08 \text{ kW}$$

Choix de fluide frigorigène

Depuis l'invention en 1930 des premiers chlorofluorocarbones, et jusqu'à nos jours, le monde de froid souffre d'un problème de pollution lié à la couche d'ozone, et au réchauffement de la planète, en plus de ça un frigoriste trouve toujours des difficultés pour choisir tel fluide pour utiliser dans un système de production de froid.

Avant le choix de fluide frigorigène pour cette installation, il faut connaître ce qu'est un fluide frigorigène.

1. Définition

Les fluides frigorigènes sont des substances qui évoluent dans les circuits des systèmes frigorifiques. Grâce aux phénomènes qui résultent des transformations qu'ils subissent, ils permettent d'absorber de la chaleur de la source froide et de la rejeter à la source chaude de ses systèmes [6].

2. Classes des réfrigérants

Les fluides frigorigènes actuellement utilisés peuvent être classés en deux groupes principaux :

- Réfrigérants naturels.
- Réfrigérants halogènes [7].

2.1. Réfrigérants naturels

Les réfrigérants naturels comme l'ammoniac ou le dioxyde de carbone, sont des substances trouvées dans la nature. Les hydrocarbures, molécules ne contenant que des atomes de carbone et d'hydrogène, on fait partie, dus à leur structure moléculaire, ces fluides naturels présentent des caractéristiques fortement différentes d'un réfrigérant à l'autre. L'utilisation de ceux-ci entraîne pour des raisons de sécurité, des contraintes techniques souvent plus complexes que les réfrigérants halogènes, mais ont globalement un impact environnement absolu plus réduit par rapport a ces derniers. Certains de ces produits, comme l'ammoniac ou le propane, sont soumis à des mesures de sécurité spéciales dans le cadre de l'obtention de l'autorisation d'exploitation [7].

2.2. Réfrigérants halogènes

Les fluides frigorigènes du groupe des halo-carbures, c-à-d les CFC, les HCFC et les HFC, sont les plus répons au monde. Ceux-ci ont comme éléments principaux des atomes de carbone et de fluor ainsi que, selon le cas des atomes d'hydrogène et/ou de chlore. La proportion de ces atomes dans la molécule détermine les propriétés physiques du réfrigérant.

- **Les CFC (chlorofluorocarbones)**

Les CFC, tels le R11 ou le R22 sont des substances composées uniquement d'atomes de carbone, de fluor et de chlore cette composition implique une grande stabilité chimique, entraîne ainsi une haute durée de vie de ces molécules dans l'atmosphère. Celles-ci peuvent soit être dissociées sous l'effet de rayons ultraviolets, soit neutralisées par le biais de dioxyde d'azote par exemple.

Les CFC sont généralement des réfrigérant ininflammables et possédant de bonnes propriétés physiques, mais possédant un effet nocif sur la couche d'ozone. Selon l'article 4.1 du règlement CE 237/2000. La mise sur le marché et l'utilisation de CFC en Europe sont sauf quelques rares exceptions interdites

- **Les HCFC (hydro chlorofluorocarbures)**

Les molécules de HCFC, comme le R22, sont composées d'atomes de carbone, de fluor, de chlore et d'hydrogène. Ils sont chimiquement moins stables et se dissocient en partie lors de leur passage dans l'atmosphère. Comme les CFC, ils sont pratiquement ininflammables et ont de bonnes caractéristiques thermiques. Leur impact environnement sur la couche d'ozone est plus réduit que celui des CFC. A partir de 1^{er} janvier 2010, la mise sur le marché de HCFC sera interdite dans l'union européenne. [8]

- **Les HFC (hydrofluorocarbures)**

Les HFC comme le R134a, sont des molécules composées d'hydrogène, de fluor et de carbone. Ceux-ci ont été développés ces dernières années pour remplacer les CFC et HCFC.

Des mélanges de différents HFC comme le R404A, permettent d'adopter les propriétés physiques des fluides frigorigènes à des besoins spécifiques. Leur inflammabilité est légèrement plus élevée que celle des HCFC, sans pour autant causer des problèmes quelconques.

Les HFC sont des gaz à potentiel d'effet de serre élevé. Ils peuvent de plus se décomposer, selon leur structure, en acide fluorhydrique (HF) et/ou en acide trifluoroacétique (TFA), mais ne sont pas considérés comme appauvrissant de la couche d'ozone stratosphérique.

Il est pourtant intéressant de noter que leur production peut nécessiter l'utilisation de CFC et de HCFC. L'impact reste cependant marginal et peut être encore réduit par traitement des effluents gazeux par combustion. Ramenant ainsi l'impact des HFC au niveau des fluides naturels. [8] [9]

3. Choix d'un fluide frigorigène

Pour choisir le fluide actif d'un système frigorifique.

On prend en compte quatre types de critères thermodynamiques, de sécurités, techniques et économiques.

3.1. Critères thermodynamiques

- t° d'ébullition.
- t° critique.
- Échauffement des vapeurs lors de la compression.
- Production frigorifique volumique.

3.1.1. Critères de sécurité

Ces critères intéressent essentiellement l'utilisateur de la machine frigorifique :

- t° d'ébullition.
- Inflammabilité de la vapeur de frigorigène dans l'air.
- Toxicité.
- Action sur les denrées.

3.1.2. Critères techniques

Ces critères interviennent dans la commodité de réalisation de la machine frigorifique :

- Action sur les métaux.
- Action sur les matières plastiques et sur les élastomères.
- Action sur les lubrifiants.
- Comportement en présence d'eau.
- Stabilité thermique.
- Efficacité des échanges thermiques.
- Aptitude aux fuites et leur détection.

3.1.3. Critères économiques

- Incidence sur le coût de l'installation.
- Coût du frigorigène.

- Disponibilité. [9]

4. Fluide frigorigène Choisi

Dans cette étude, on a choisi comme fluides frigorigènes le R134a pour la chambre positive et pour le SAS.

5. Qu'est ce que c'est le R134a ?

Le R134a, un HFC, est largement utilisé dans le domaine de la climatisation, le conditionnement de nourriture et la production de froid industriel. Étant un réfrigérant à composante unique, son comportement lors de changement d'état isobare est stable.

Il est ininflammable et non toxique, et est un excellent fluide de remplacement du R12.

5.1. Caractéristiques techniques

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

5.2. Caractéristiques environnementales

L'utilisation du R134a n'a pas d'impact direct sur la couche d'ozone. Bien que ce soit un gaz à effet de serre relativement élevé, sa bonne efficacité énergétique entraîne une consommation énergétique modique et limite ainsi l'impact environnemental de l'installation frigorifique dans ce domaine. La décomposition du R134a est probablement source d'acide trifluoroacétique (TFA) ainsi que d'acide fluorhydrique (HF). Notons que les valeurs d'acidification des HFC repris dans ce document sont des estimations réalisées dans le cadre d'une étude écobilan et ne peuvent être utilisées qu'à des fins de comparaison entre les différents fluides. L'importance de ces produits est de toute manière négligeable par rapport à celui entraîné par la consommation énergétique. L'effet de ce réfrigérant (et des HFC en général) sur la création d'ozone troposphérique est d'environ 0,001 kg kg Ethylène-équivalent, et se situe dans la marge d'erreur du modèle. Leur impact dans ce domaine peut donc être considéré comme négligeable.

5.3. Propriétés physiques de : R134a

Formule chimique	CH ₂ FCF ₃	[-]
Poids moléculaire	102.0	[Kg/mol]
Point d'ébullition à 1.013 bars	-26.1	[°C]

Température critique	101.1	[°C]
Pression critique	40.6	[Bar]
Viscosité du liquide saturé ²	0.332	[mPas]
Viscosité du liquide saturé 1	0.197	[mPas]
Viscosité de la vapeur saturée ¹	0.0120	[mPas]
Conductivité thermique du liquide saturé ²	0.101	[W/ (mK)]
Conductivité thermique du liquide saturé ¹	0.084	[W/ (mK)]
Conductivité thermique de la vapeur saturée ¹	0.0140	[W/ (mK)]
Chaleur massique spécifique du liquide saturé cp ¹	1.425	[KJ/ (kgK)]
Chaleur massique spécifique de la vapeur saturée cp ¹	1.011	[KJ/ (kgK)]
Ratio Cp/Cv (vapeur saturée) ¹	1.23	[-]
Densité du liquide saturé ¹	1206	[Kg/m ³]
Densité de la vapeur saturée ¹	32.35	[Kg/m ³]
Enthalpie d'évaporation ¹	177.5	[KJ/kg]
Limites d'inflammabilité dans l'air ³	Aucune	[% par vol]

Mélange ternaire, liquide incolore, ininflammable et inexplosible, très stable aux températures d'utilisation, peut se décomposer dans un circuit frigorifique pour des conditions d'utilisation anormale.

Toxicologie : produit chimiquement inerte, non toxique limite VME 1000 ppm; à des concentrations importante : possible de trouble respiratoire et cardiaque liée à l'insuffisance d'oxygène dans l'air (anoxie). En revanche, combinée avec un gaz inflammable, il peut donner des mélanges qui, enflammés, conduise à sa décomposition en libérant des produit toxique (acide fluorhydrique). Les effets sont identiques avec une flamme vive ou par contact avec des surfaces métalliques très chaudes

Détection : ne se détecte pas à la lampe haloïde.

Utiliser soit :

- Détecteurs électroniques adaptés à la détection du fluor
- Injecteur d'un traceur dans le circuit révélé par rayon ultraviolet

Miscibilité : avec H2O : supérieur au R12 Non miscible avec les huiles minérales et Akilbenzène, utilisation d'une huile polyol-ester.

6. Domaines d'application

Ce fluide est utilisé dans les domaines de la réfrigération commerciale et industrielle à température négatives et positives (chambres froides commerciales, centrales frigorifiques installations de surgélations, etc.)

6.1. Caractéristiques techniques

(Quasi-azéotrope CHF₂CF₃/CH₃CF₃/CH₂FCF₃ = 44/52/4 % en poids Point d'ébullition à 1.013 bar : température du point de bulle -46.6°C, température du point de rosée -45.8°C, poids moléculaire de 97.6 kg/k mol. Le R 404A est une alternative à long terme au frigorigène R502 de type CFC. L'utilisation de R 404A dans les machines frigorifiques est une technique de pointe.

L'effet frigorifique par unité de volume balayé est comparable à celui du R502. A des températures d'évaporation de -40°C, l'effet frigorifique théorique par unité de volume balayé est environ 5% inférieur à celui du R502. Son coefficient de performance est approximativement de 5 - 8% au-dessous de celui du R502. Avec l'augmentation de la surchauffe, le coefficient s'accroît plus pour le R 404A que pour le R502.

Le R404A est un mélange quasi-azéotropique de R125, R143a et R134a (44/52/4% en poids). Le R404A a été, à l'image du R 507, conçu comme un substitut du R502. Ses applications se trouvent principalement dans la réfrigération commerciale à basse température à des températures d'évaporation entre -50 et -20°C. Ce fluide frigorigène est cependant aussi utilisé pour de la réfrigération à températures moyennes ainsi que dans la climatisation. Cela s'explique par la possibilité de travailler sur une très large gamme de températures d'évaporation avec un seul frigorigène. De plus, l'effet frigorifique par unité de volume balayé pour le R 404A et aussi pour le R 507 dépasse considérablement celui du R 134a dans le domaine de la réfrigération à température moyenne. Ces avantages sont cependant contrebalancés par un coefficient de performance plus faible. Plus la température d'évaporation est élevée, plus le coefficient de performance pour le R 404A sera faible comparé au R 134a [9]. La pression de vapeur saturante pour le R 404A est légèrement plus faible que celle du R 507. L'effet frigorifique par unité de volume balayé ainsi que le coefficient de performance pour les procédés de comparaison théoriques sont inférieurs à ceux du R 507. Le coefficient de surface du transfert thermique pour l'ébullition libre est inférieur à celui du R 507 (pour les installations avec évaporateur noyé). Les installations R502 existantes peuvent être converties au R 404A. Il est possible d'utiliser ici la procédure standard de modernisation pour une conversion d'installations de type CFC au type HFC (changer/rincer l'huile minérale, vérifier la compatibilité des matériaux, adapter ou remplacer le détendeur, mettre en place un filtre à gaz d'aspiration) [10].

Etude d'une installation frigorifique

1. Etude d'une installation frigorifique

Chaque installation à compression mécanique de vapeur comporte quatre appareils principaux : évaporateur, compresseur, condenseur et détenteur, reliés entre eux à travers une tuyauterie dans laquelle circule un fluide frigorigène. Pour assurer la production de froid le fluide frigorigène passe par quatre étapes successives

- **Compression**

Cette étape assurée par le compresseur qui aspire le fluide frigorigène à l'état vapeur « T_0-P_0 » puis le comprime puis le refoule à une température de refoulement T_r .

- **Condensation**

La surface d'échange de condenseur permet de céder la chaleur absorbée par le fluide frigorigène pour se condenser.

- **Détente**

Le fluide frigorigène condensé passe par un organe de détente où sa température et pression vont chuter pour alimenter l'évaporateur.

- **Evaporation**

Le fluide frigorigène liquide absorbe une quantité de chaleur latente pour s'évaporer et une quantité de chaleur sensible pour se surchauffer.

2. Installation frigorifique à compression mécanique de vapeur mono-étagée (IFCMV)

La vaporisation d'un liquide permet de produire du froid par l'absorption de la chaleur à travers un échangeur (évaporateur), la vapeur produite étant ultérieurement liquéfiée dans un autre échangeur (Condenseur), le fluide décrit ainsi un cycle au sein d'une machine fonctionnant de manière continue. Les machines utilisant ce principe peuvent être regroupées en deux grandes familles que sont les machines à compression mécanique et les machines à absorption.

La vaporisation d'un liquide en circuit fermé reste la méthode la plus utilisée pour la production du froid. La conception, la réalisation et l'exploitation et/ou le suivi d'une machine frigorifique nécessite de bonnes connaissances en thermodynamique, en mécanique des fluides, en transfert thermique et en électrotechnique. Ces connaissances théoriques devront être complétées par une bonne familiarisation à la technologie des composants ainsi qu'à l'élaboration et à la lecture de schémas électriques ou de régulation [11-12].

Dans le cadre de ce projet, il sera étudié les machines utilisant la vaporisation d'un fluide en circuit fermé. Appelées : Installation frigorifique à compression mécanique de vapeur mono étagée:

a) Schéma de principe

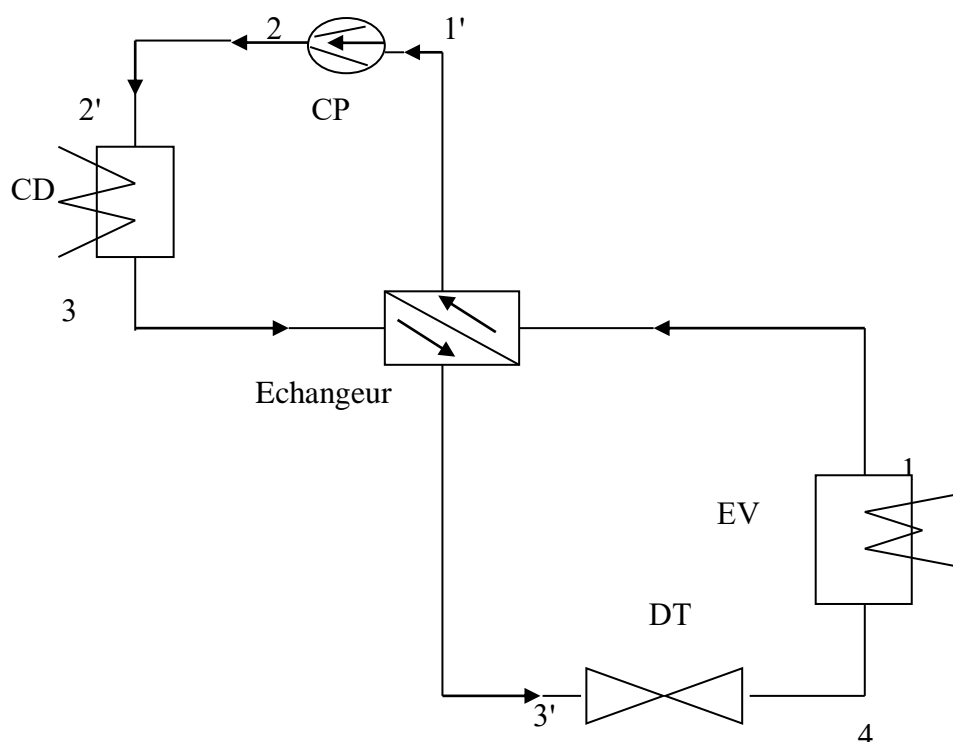


Fig.V.1. Schéma de principe de l'installation frigorifique à compression mécanique de vapeur mono-étagée (IFCMV)

b) Cycle frigorifique

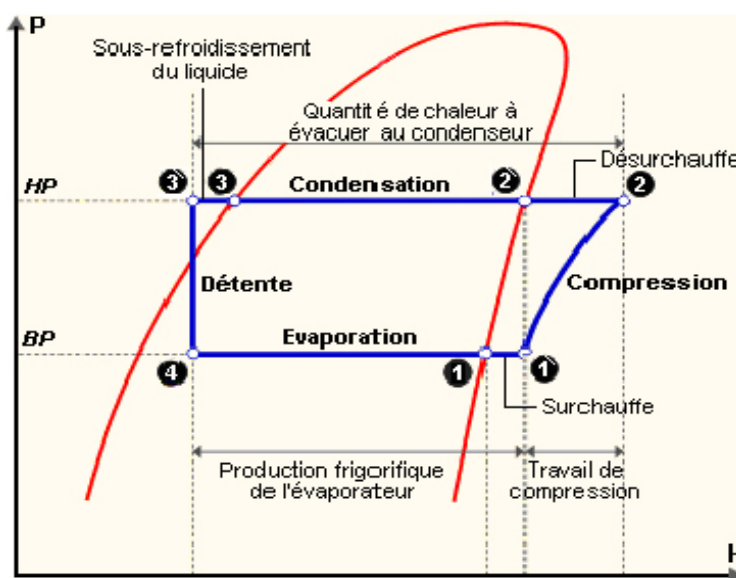


Fig.V.2 : Diagramme de l'enthalpie

Légende :

- 1-1' : Surchauffe des vapeurs isobare.
- 1'-2 : Compression à entropie constante (Isentrope)
- 2-2' : Désurchauffe isobare.
- 2'-3 : Condensation isobare- isotherme.
- 3-3' : Sous-refroidissement isobare.
- 3'-4 : Détente Isenthalpe.
- 4-1 : Evaporation isobare.

c) Calcul thermodynamique

- **Travail mécanique** $W_m = h_2 - h_{1'}$ KJ/KG

- **Puissance frigorifique massique** $q_{om} = h_1 - h_4$ KJ/KG

- **Puissance frigorifique volumique de vapeur** $q_{ov} = \frac{q_{om}}{V_{1'}}$ KJ/M³

- **Débit massique** $Q_m = \frac{\Phi_o}{q_{om}}$ KJ/S

- **Débit volumétrique** $Q_v = \frac{\Phi_o}{q_{oV}}$ M³/S

- **Puissance théorique consommée par le compresseur** $P_{th} = Q_m W_m$ KW

- **Puissance de condenseur** $P_{CD} = \varphi_m (h_2 - h_3)$ KW

- **Coefficient performance de l'installation** $COP = \frac{q_{om}}{W_m}$, $COP_{max} = \frac{T_{EV}}{T_C - T_{EV}}$

3. Etude des installations

3.1. Chambre de conservation

a) Conditions de travail

- **Température d'évaporation**

$$t_0 = t_i - \Delta t \quad ;$$

$$\Delta t = (6 \sim 12) \text{ }^\circ\text{C} ;$$

On prend :

$$\Delta t = 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_0 = 3 - 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Température de condensation**

$$t_c = t_e + \Delta t ;$$

$$\Delta t = (8 \sim 15) \text{ }^\circ\text{C} ;$$

On prend :

$$\Delta t = 12 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_c = 30 + 12$$

$$t_c = 42 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Température de surchauffe :**

$$t_{sh} = t_0 + \Delta t ;$$

$$\Delta t = (5 \sim 8) \text{ }^\circ\text{C} ;$$

On prend : $\Delta t = 7 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t_{sh} = -5 + 7$$

$$t_{sh} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Température de sous-refroidissement**

$$t_{sr} = t_c - \Delta t ;$$

$$\Delta t = (4 \sim 7) \text{ }^\circ\text{C} ;$$

On prend : $\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t_{sr} = 42 - 5$$

$$t_{sr} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Taux de compression**

$$\tau = p_c / p_0$$

$$t_c = +42 \text{ °C} : p_c = 10,72 \text{ bar}$$

$$t_0 = -5 \text{ °C} : p_0 = 2,43 \text{ bar}$$

$$\tau = 10,72 / 2,43$$

$$\tau = 4,41$$

On a $\tau < 9$: l'installation est mono étagée

b) Cycle frigorifique de l'installation

- Voir le cycle frigorifique

c) Paramètres de sortie

Point	Pression (Bars)	Température (° C)	Volume massique (m ³ / kg)	Enthalpie (kJ/kg)	Etat du fluide
1	2.43	-5	0.0827	395.56	Vapeur saturé
1'	2.43	2	0.0856	401.59	Vapeur surchauffé
2	10.72	54.12	0.0204	433.64	Vapeur comprimée
2'	10.72	42	0.0188	420.19	Vap.sat. Désurchauffé
3	10.72	42	0.0008	259.40	Liquide saturé
3'	10.72	37	0.0008	252.01	Liquide sous refroidi
4	2.43	-5	0.0245	252.01	Liquide + vapeur

d) Calcul thermodynamique

- Travail mécanique du compresseur

$$w_m = h_2 - h_{1'}$$

$$w_m = 433.64 - 401.59$$

$$w_m = 32.05 \text{ kJ/kg}$$

- Puissance frigorifique massique

$$q_{0m} = h_1 - h_4$$

$$q_{0m} = 395.56 - 252.01$$

$$q_{0m} = 143.55 \text{ kJ/kg}$$

- **Puissance frigorifique volumique**

$$q_{0v} = q_{0m}/v_1'$$

$$q_{0v} = 143.55/0.085$$

$$q_{0v} = 1676.98 \text{ kJ/m}^3$$

- **Débit massique**

$$Q_m = \dot{Q}_0/q_{0m}$$

$$Q_m = 16.66/ 143.55$$

$$Q_m = 0,116 \text{ kg/s}$$

- **Débit volumique de vapeur**

$$Q_v = \dot{Q}_0/q_{0v}$$

$$Q_v = 16.66/ 1676.98$$

$$Q_v = 0,0099 \text{ m}^3/\text{s}$$

- **Puissance théorique du compresseur**

$$P_{th} = Q_m \cdot w_m$$

$$P_{th} = 0,116 \times 32.05$$

$$P_{th} = 3.71 \text{ kW}$$

- **Puissance du condenseur**

$$\dot{Q}_{CD} = Q_m (h_2 - h_3')$$

$$\dot{Q}_{CD} = 0,116(433.64 - 252.01)$$

$$\dot{Q}_{CD} = 21.06 \text{ kW}$$

- **Coefficient de performance**

$$\text{COP} = q_{0m}/ w_m = 143.55/ 32.05$$

$$\text{COP} = 4.47$$

$$\text{COP}_{MAX} = T_0/(T_c - T_0) ;$$

$$T_0 = t_0 + 273,15 = -5+273.15 = \mathbf{268.15}^\circ\text{k}$$

$$T_c - T_0 = (43+273.15) - 268.15 = \mathbf{47}^\circ\text{k}$$

$$\text{COP}_{\text{MAX}} = 268.15 / 47$$

$$\text{COP}_{\text{MAX}} = 5.70$$

NB :

On a le **COP** qui se rapproche du **COP_{MAX}** donc l'installation est performante.

3.2. SAS

a) Conditions de travail

- **Température d'évaporation**

$$t_0 = t_i - \Delta t \ ;$$

$$\Delta t = (6 \sim 12) \text{ } ^\circ\text{C} \ ;$$

On prend : $\Delta t = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t_0 = 12 - 10$$

$$t_0 = +2^\circ\text{C}$$

- **Température de condensation**

$$t_c = t_e + \Delta t \ ;$$

$$\Delta t = (8 \sim 15) \text{ } ^\circ\text{C} \ ;$$

On prend : $\Delta t = 12 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t_c = 30 + 12$$

$$t_c = 42^\circ\text{C}$$

- **Température de surchauffe**

$$t_{\text{sh}} = t_0 + \Delta t \ ;$$

$$\Delta t = (5 \sim 8) \text{ } ^\circ\text{C} \ ;$$

On prend: $\Delta t = 7 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t_{\text{sh}} = 2 + 7$$

$$t_{\text{sh}} = +9^\circ\text{C}$$

- **Température de sous-refroidissement**

$$t_{\text{sr}} = t_c - \Delta t \ ;$$

$$\Delta t = (4 \sim 7) \text{ }^\circ\text{C} ;$$

On prend : $\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t_{sr} = 42 - 5$$

$$t_{sr} = + 37^\circ\text{C}$$

- **Taux de compression**

$$\tau = p_c / p_0$$

$$t_c = +42 \text{ }^\circ\text{C} : p_c = 10.72 \text{ bars}$$

$$t_0 = + 2 \text{ }^\circ\text{C} : p_0 = 3.15 \text{ bars}$$

$$\tau = 10.72 / 3,15$$

$$\tau = 3,4$$

On a $\tau < 9$: l'installation est mono étagée

b) Cycle frigorifique de l'installation

- **Voire le cycle frigorifique-**

c) Paramètres de sortie

Point	Pression (bars)	Température (°C)	Volume massique (m ³ / kg)	Enthalpie (kJ/kg)	Etat du fluide
1	3.15	2	0.0646	399.65	Vapeur saturé
1'	3.15	9	0.0669	405.88	Vapeur surchauffé
2	10.72	52.95	0.0203	432.36	Vapeur comprimée
2'	10.72	42	0.0188	420.19	Vap.sat. Désurchauffée
3	10.72	42	0,0008	259.40	Liquide saturé
3'	10.72	37	0,0008	252.01	Liquide sous refroidi
4	3.15	2	0.0167	252.01	Liquide + vapeur

d) Calcul thermodynamique

- **Travail mécanique du compresseur**

$$w_m = h_2 - h_{1'}$$

$$w_m = 432.36 - 405.88$$

$$w_m = 26.48 \text{ kJ/kg}$$

- **Puissance frigorifique massique**

$$q_{0m} = h_1 - h_4$$

$$q_{0m} = 399.65 - 252.01$$

$$q_{0m} = 147.64 \text{ kJ/kg}$$

- **Puissance frigorifique volumique**

$$q_{0v} = q_{0m} / v_1'$$

$$q_{0v} = 147.64 / 0,066$$

$$q_{0v} = 2236.96 \text{ kJ/m}^3$$

- **Débit massique**

$$Q_m = \dot{\varnothing} / q_{0m}$$

$$Q_m = 29.08 / 147.64$$

$$Q_m = 0.19 \text{ kg /s}$$

- **Débit volumique de vapeur**

$$Q_v = \dot{\varnothing} / q_{0v}$$

$$Q_v = 29.08 / 2236.96$$

$$Q_v = 0,012 \text{ m}^3/\text{s}$$

- **Puissance théorique du compresseur**

$$P_{th} = Q_m \cdot w_m$$

$$P_{th} = 0.196 \times 26.48$$

$$P_{th} = 519 \text{ kW}$$

- **Puissance du condenseur**

$$\dot{\varnothing}_{CD} = Q_m (h_2 - h_3)$$

$$\dot{\varnothing}_{CD} = 0,196(432.36 - 259.40)$$

$$\dot{\varnothing}_{CD} = 33.90 \text{ kW}$$

- **Coefficient de performance**

$$\mathbf{COP} = q_{0m} / w_m = 147.64 / 26.48$$

$$\mathbf{COP} = 5,57$$

$$\mathbf{COP}_{MAX} = T_0 / (T_c - T_0) ; T_0 = t_0 + 273.15 = 2 + 273.15 = \mathbf{275.15^\circ k}$$

$$T_c - T_0 = (42 + 273.15) - 275.15 = \mathbf{40^\circ k}$$

$$\mathbf{COP}_{MAX} = 275.15 / 40$$

$$\mathbf{COP}_{MAX} = 6.87$$

NB :

On a le **COP** qui se rapproche du **COP_{MAX}** donc l'installation est performante.

Choix du groupe de condensation

1. Introduction

D'après la définition du "Nouveau Dictionnaire International du Froid", un groupe compresseur-condenseur est "un ensemble comprenant essentiellement un compresseur et son moteur, un condenseur et un réservoir de liquide, le tout étant pré assemblé d'usine".

2. Compresseurs

Un compresseur est un organe qui a pour rôle l'aspiration du fluide frigorigène de l'état vapeur puis il le comprime où sa pression et température augmente puis le refoule au condenseur.

Il existe deux grands types de compresseurs à vapeur :

2.1. Types de compresseurs

2.1.1. 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.

Il existe plusieurs types de compresseurs volumétriques et la classification retenue permet de distinguer [13].

2.1.1.1. Compresseurs à pistons

Dont le plus connu est le compresseur à pistons alternatif c'est le type de compresseur le plus répandu ; la compression des vapeurs est obtenue par le déplacement d'un ou de plusieurs pistons dans une capacité donnée (cylindre); il faut également signaler les compresseurs à pistons axial (compresseurs à plateau oscillant) rencontrés surtout dans le domaine de la climatisation automobile.

2.1.1.2. Compresseurs rotatifs

Aussi appelés compresseurs à palettes dans lesquels la compression des vapeurs est obtenue par déplacement d'un corps cylindrique creux d'une masse excentrée agissant sur une palette mobile

2.1.1.3. Compresseurs à spirales

Aussi appelés compresseurs scroll dans lesquels la compression des vapeurs est obtenue par la rotation d'une spirale mobile dans une spirale fixe.

2.1.1.4. Compresseurs à vis

Parmi lesquels il faut distinguer les compresseurs mono vis (mono rotor) et les compresseurs double vis (bi rotors)

2.1.2. 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. Un compresseur centrifuge est une turbomachine qui communique l'énergie au fluide frigorigène grâce à une ou plusieurs roues tournant dans un carter : l'énergie cinétique résultant de la force centrifuge est ensuite transformée en pression statique dans un canal à section croissante appelée volute [14].

2.2. Association Moteur-Compresseur

Lorsqu'on parle de compresseur, on sous entend moto compresseur, le compresseur étant la partie mécanique entraînée par un moteur électrique. Suivant le type de liaison ou d'association entre les deux parties, on distingue

2.2.1. Compresseurs hermétiques

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

2.2.2. Compresseurs ouverts

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.

2.2.3. Compresseurs semi hermétiques ou semi ouverts

Il s'agit d'un type intermédiaire entre les précédents types. 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 ». Les compresseurs à pistons alternatifs peuvent se retrouver suivant les trois configurations et le tableau suivant précise les applications associées [15].

2.3. Caractéristiques des compresseurs à pistons

Suivant les différentes associations motrices – compresseur

Type	Vitesse de rotation (tr/mn)	Volume balayé (m ³ /h)	Applications
Hermétique	3000	0.6 à 95	Froid ménager Froid commercial Climatisation
Semi hermétique	1500	3 à 180	Froid commercial Semi-industriel
Ouvert	500 à 1800	0.81 à 1700	Froid commercial Semi-industriel Froid Industriel

2.3.1. Comparaison des principales caractéristiques des compresseurs

Le tableau ci-dessous permet de faire une comparaison entre les principales caractéristiques des différents types de compresseurs.

2.3.2. Caractéristiques des différents types de compresseurs

Type	Pistons	Rotatif	Spirales	Vis	Turbo
Volume balayé (m ³ /h)	Jusqu'à 1500	De 350 à 5600	Faible De 10 à 200	De 500 à 5000	De 800 à 50000
Vitesse de rotation (tr/mn)	Jusqu'à 1800	Jusqu'à 4000	Jusqu'à 10000	Jusqu'à 3000	Jusqu'à 30000
Taux de compression	2 à 10	5 à 6	Environ 5	20 à 30	3.5 à 4
Applications	Ménager Commercial Industriel	Commercial Industriel	Commercial	Industriel	Industriel

3. Condenseurs

Le condenseur est un échangeur de chaleur qui sert à transmettre au médium de refroidissement la chaleur contenue dans les vapeurs refoulées par le compresseur afin d'assurer à ces vapeurs une liquéfaction. On distingue deux familles de condenseurs suivant le fluide de refroidissement

3.1. Condenseurs à air

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 ventilateur pour la circulation forcée de l'air).

3.1.1. Condenseurs à air à convection naturelle

On distingue les condenseurs à tubes lisses et les condenseurs constitués de tubes à ailettes. L'air au contact du faisceau ailette (ou du faisceau de tubes) s'échauffe et s'élève laissant la place à de l'air plus frais. Ils ne nécessitent aucune énergie pour la circulation de l'air mais le coefficient global d'échange thermique est faible (inférieur à $15 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ et même inférieur à $10 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ pour les condenseurs à tubes lisses). Ils ne sont utilisés que pour des puissances à échanger très faibles (froid ménager : réfrigérateurs et congélateurs) [16].

3.1.2. Condenseurs à air à convection forcée

3.1.2.1. Condenseurs à air à convection forcée verticaux

Ils sont utilisés pour les petites et moyennes puissances, la vapeur surchauffée entre par le collecteur supérieur et le liquide sous-refroidi sort par le collecteur inférieur.

3.1.2.2. Condenseurs à air à convection forcée horizontaux

Ils sont utilisés pour des puissances supérieures, les sections sont disposées en parallèle permettant un meilleur équilibre thermique. La vitesse moyenne de l'air est comprise entre 2 et 4 m/s pour limiter les pertes de charge et le niveau sonore [13-16].

3.2. Condenseurs à eau

Il faut distinguer les condenseurs à eau perdue et les condenseurs à eau recyclée. Pour les condenseurs à eau perdue, l'eau chaude issue du refroidissement des vapeurs de fluide frigorigène est rejetée soit à l'égout (procédé très coûteux et ayant pratiquement disparu), soit dans une réserve d'eau considérée infinie (barrage, retenue d'eau, rivière, mer, fleuve...). Pour les condenseurs à eau recyclée, à savoir que l'eau issue chaude issue du refroidissement est refroidi pour être à nouveau utilisée, il est fait appel à des dispositifs appelés « Tours de refroidissement ».

3.2.1. Condenseurs à double tube

Ils sont constitués de deux tubes concentriques, l'eau circule dans le tube central tandis que le fluide frigorigène se désurchauffe, se liquéfie et se sous-refroidi dans l'espace annulaire, ce qui permet une possibilité d'évacuation de la chaleur du fluide frigorigène vers l'extérieur. La

circulation eau-FF s'effectue généralement à contre courant (meilleures performances). Les puissances échangées sont relativement faibles, le coefficient global d'échange varie entre 700 et 950 W/m²°C

3.2.2. Condenseurs bouteilles

Le fluide frigorigène se condense au contact du tube d'eau (serpentin), il s'agit de la combinaison d'un condenseur et d'un réservoir de liquide. Les puissances échangées sont également faibles.

3.2.3. Condenseurs multitubulaires

Ils sont constitués d'un grand nombre de tubes mis en parallèle, c'est le faisceau tubulaire qui est enclos dans un corps circulaire, la calandre. Les tubes sont dudgeonnés ou brasés sur les plaques tubulaires qui délimitent le faisceau, les fonds démontables, chicanés, canalisent l'eau de refroidissement qui circule dans les tubes (vitesse de l'ordre de 1 à 1.25 m/s). Le fluide frigorigène se condense dans la calandre au contact des tubes où circule l'eau de refroidissement.

Le coefficient global d'échange est compris entre 700 et 1100 W/m² °C. Les condenseurs multitubulaires sont généralement horizontaux et suivant la conception, le faisceau tubulaire :

Occupe la totalité la calandre, un réservoir de liquide est alors nécessaire.

N'occupe pas la partie inférieure de la calandre, permettant ainsi le stockage du fluide frigorigène condensé [17].

- Condenseurs à double tube (condenseurs coaxiaux)
- Condenseurs bouteilles (condenseurs à serpentin)
- Condenseurs multitubulaires
- Condenseurs à plaques brasées (échangeur à plaques)

Le tableau suivant donne les avantages et les inconvénients de chacune des deux familles

Type de condenseurs	Avantages	Inconvénients
Condenseurs à air	<ol style="list-style-type: none">1. Air disponible en quantité illimitée2. Entretien simple et réduit	<ol style="list-style-type: none">1. Coefficients globaux d'échange thermique relativement faibles2. Plus imposants et plus lourds3. Températures de condensation élevées dans les pays chauds

Condenseurs à eau	<ol style="list-style-type: none">1. Coefficients globaux d'échange thermique plus élevés2. Plus compacts et moins encombrants à puissance égale3. Températures de condensation stables et de bas niveau4. Fonctionnement moins bruyant5. Possibilité de récupération d'énergie	<ol style="list-style-type: none">1. Gaspillage d'eau pour les condenseurs à eau perdue2. Nécessité de mise en place d'un système de refroidissement de l'eau
-------------------	---	--

4. Choix des groupes de condensation

Le choix des groupes de condensation a été fait à partir du catalogue du constructeur DWM COPELAND.

4.1. Chambre de conservation

4.1.1. Critères de choix

F.F : R134a

- Puissance requise :

$$\phi_{\text{0eff}} = 16,66 \text{ kW}$$

- Température ambiante :

$$t_{\text{amb}} = 30^{\circ}\text{C}$$

- Température d'évaporation

$$t_0 = -5^{\circ}\text{C}$$

4.1.2. Groupe choisi

Type: S9-3DS-100X

- Puissance frigorifique

$$\phi_0 = 18.10 \text{ kW}$$

- Puissance absorbée

$$P = 7,55 \text{ kW}$$

NB

Pour les caractéristiques mécaniques et électriques, ainsi que les schémas dimensionnels voir l'annexe.

4.2. SAS

4.2.1. Critères de choix

F.F : R134a

- Puissance requise :

$$\Phi_{\text{eff}} = 29.08 \text{ kW}$$

- Température ambiante :

$$t_{\text{amb}} = 30^{\circ}\text{C}$$

- Température d'évaporation :

$$t_0 = 2^{\circ}\text{C}$$

4.2.2. Groupe choisi

Type V6-4DH-150X

- Puissance frigorifique

$$\Phi_0 = 31.00 \text{ kW}$$

- Puissance absorbée

$$p = 11,60 \text{ kW}$$

Choix de l'évaporateur

Le choix des évaporateurs a été fait à partir du catalogue : **FRIGA-BOHN**

1. Chambre de conservation

- **Critères de choix**

Puissance requise : $\phi_{0req} = 18,10 \text{ kW}$

Température ambiante : $t_{A1} = +3^\circ\text{C}$

Température d'évaporation : $t_0 = -5^\circ\text{C}$

Différence de température : $DT = 8^\circ\text{C}$

Degré hygrométrique : $\phi_i = 80 \%$

- **Puissance nominale requise**

Coefficient d'hygrométrie : $C_Q = 1.15/1.27 = 0.90$

Coefficient de correction de Dt: $C_{DT} = 8/8 = 1$

Coefficient fluide frigorigène : $C_{FF} = 1/0.91 = 1.09$

Coefficient matériaux de l'ailette : $C_{MA} = 1/0.97 = 1.03$ [17]

Exprimée dans les conditions standards (SC2), la puissance requise ϕ_{0req} devient ϕ_{nreq} :

$$\begin{aligned} \phi_{nreq} &= \phi_{0req} \times C_Q \times C_{DT} \times C_{FF} \times C_{MA} \\ &= 18,10 \times 0,90 \times 1 \times 1,09 \times 1,03 \\ \phi_{nreq} &= 18,28 \text{ kW} \end{aligned}$$

- **Evaporateur choisi**

Modèle : SKB16R

Puissance nominale : $\phi_n = 19,87 \text{ kW}$

2. SAS

- **Critères de choix**

Puissance requise : $\phi_{0req} = 31.00 \text{ kW}$

Température ambiante : $t_{A1} = +12^\circ\text{C}$

Température d'évaporation : $t_0 = + 2^\circ\text{c}$

Différence de température : $DT = 10^\circ\text{c}$

Degré hygrométrique : $\varphi_i = 80 \%$

- **Puissance nominale requise**

Coefficient d'hygrométrie : $C_Q = 1.35/1.35 = 1$

Coefficient de correction de Dt: $C_{DT} = 10/10 = 1$

Coefficient fluide frigorigène : $C_{FF} = 1/0.93 = 1.07$

Coefficient matériaux de l'ailette : $C_{MA} = 1/0.97 = 1.03$

Exprimée dans les conditions standards (SC2), la puissance requise $\varnothing_{0\text{req}}$

Devient $\varnothing_{\text{nreq}}$:

$$\varnothing_{\text{nreq}} = \varnothing_{0\text{req}} \times C_Q \times C_{DT} \times C_{FF} \times C_{MA}$$

$$= 31.00 \times 1 \times 1 \times 1.07 \times 1.03$$

$$\varnothing_{\text{nreq}} = 34,16 \text{ kW}$$

- **Evaporateur choisi**

Modèle : GTI3646P

Puissance nominale : $\varnothing_n = 34,5 \text{ kW}$

Tuyauteries et appareils annexes

1- Introduction

Le rôle de la tuyauterie est de relier les différents organes de l'installation frigorifique, mais pour tout se passe aux mieux ; les tuyauteries doivent :

- Ne pas engendrer des pertes de charge trop importantes qui nuiraient au rendement.
- Ne pas engendrer des pertes thermiques trop fortes
- Permettre le retour d'huile vers le compresseur.
- Ne pas former de piège d'huile.
- Ne pas perturber le fonctionnement des divers organes de l'installation.

Une mauvaise conception de réseau de tuyauterie peut être à l'origine de nombreuses pannes. Les matériaux utilisés pour la tuyauterie sont : le cuivre, l'acier ou l'un de ses alliages; le choix de matériau des tuyauteries utilisé est en fonction de deux critères

- Type de fluide frigorigène considéré
- Production frigorifique de la machine.

Pour cette installation, on utilise les tubes en cuivre

2. Différents types de conduites

On peut distinguer trois types de conduites

2.1. Conduite d'aspiration

Cette conduite relie l'évaporateur au compresseur. Son rôle donc est de véhiculer les vapeurs de l'évaporateur au compresseur. Les vapeurs aspirées étant froides, l'huile en circulation sera plus visqueuse, des précautions seront nécessaires pour permettre son retour vers le compresseur. Pour que ce retour puisse se faire, il faut que la vitesse des vapeurs soit comprise entre **6** et **12** m/s. Une vitesse plus grande occasionne des pertes de charge trop importantes, d'autant plus que la conduite d'aspiration est longue. Une vitesse plus faible posera des problèmes de retour d'huile.

2.2. Conduite de refoulement

Cette tuyauterie relie le compresseur au condenseur, les gaz refoulés sont chauds, l'huile entraînée dans ces tuyauteries sera très fluide. Une vitesse des vapeurs supérieure à 5m/s permettre d'entraîner facilement l'huile.

La vitesse des vapeurs sera comprise entre **6** et **15** m/s.

Dans le cas où le condenseur est placé plus haut afin d'éviter l'arrêt, l'huile contenue dans le tronçon vertical ne vient s'accumuler dans la culasse de refoulement du compresseur risquant de poser un problème au démarrage.

Donc il faut placer un siphon pour éviter ce risque. [18]

2.3. Conduites de liquide

Cette conduite relie le réservoir du liquide au détendeur. Le liquide circulant est refroidi et il est impératif qu'il n'y ait pas de vaporisation dans cette tuyauterie ce qui perturberait le fonctionnement du détendeur.

Le liquide circulant est refroidi et il est impératif qu'il n'y ait pas de vaporisation dans cette tuyauterie ce qui perturberait le fonctionnement du détendeur.

La vitesse du liquide sera comprise entre **0,3** et **1,2** m/s.

3. Dimensionnement des tuyauteries

Afin d'accomplir le dimensionnement d'une tuyauterie de fluide frigorigène, il faut tenir compte de plusieurs facteurs dont les plus importants sont :

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

Le choix de grande vitesse a l'avantage de réduire le diamètre des conduites, donc leur prix mais a également l'inconvénient d'engendrer des grandes chutes de pression (perte de charge). [19]

3.1. Vérification de la vitesse d'écoulement

$$w = Q_v / S$$

w : vitesse d'écoulement à vérifier par le tableau ci-dessous (m/s)

Q_v : débit volumique du FF (m^3/s) : $Q_v = Q_m \times v_3$

Q_m : débit massique du FF (kg/s)

v_3 : Volume massique du fluide dans la ligne liquide

S : section du tube (m^2) : $S = \pi \cdot d_i^2 / 4$

d_i : diamètre intérieur de tube (m)

- **Vitesses d'écoulement admissibles du FF dans les différentes tuyauteries**

Désignation de la tuyauterie	Aspiration	Refoulement	Liquide
Vitesse recommandée (m/s)	6 à 12	6 à 15	0,3 à 1,2

- **Diamètre normalisé des différents tubes en cuivre**

Diamètre ext (pouce)	Diamètre int (mm)	Diamètre ext (pouce)	Diamètre int (mm)
1/4"	5,05	1" 1/8	26,03
3/8"	8,0	1" 3/8	32,13
1/2"	10,92	1" 5/8	38,42
5/8"	13,84	2" 1/8	50,42
3/4"	16,92	2" 5/8	62,56
7/8"	19,94	/	/

4. Calcul des pertes de charge

La perte de charge se traduit par une baisse de la pression motrice du fluide en circulation tout au long de son parcours dans le système frigorifique, cette perte de charge dynamique dépend du :

- Fluide en circulation
- Nature du tube
- Vitesse
- Viscosité
- Masse volumique
- Rugosités
- Changement de section et le changement de direction.

La perte de charge est proportionnelle à la vitesse du fluide ; minimiser les pertes de charge revient à choisir une vitesse assez faible pour assurer une bonne circulation d'huile et un échange de chaleur suffisant, maximiser les pertes de charge rend l'installation économiquement inexploitable. Donc tout élément du circuit considéré qui n'est pas rectiligne et uniforme (clapet, robinet, etc. ...) peut provoquer des pertes de charge.

4.1. Types des pertes de charge

- Perte de charge linéaire.

- Perte de charge singulière.
- Perte de charge par dénivellation.

Ces trois pertes conclues les pertes de charge totale (ΔP_T)

4.2. Flash-gaz

Une perte de charge importante risque de provoquer un flash gaz c'est-à-dire une vaporisation partielle du fluide frigorigène dans la ligne liquide (alimentation du détendeur en FF "liquide+vapeur") ce qui engendre des perturbations dans le fonctionnement du DT et une diminution de la puissance frigorifique et ceci d'autant plus important que le sous refroidissement est faible.

4.3. Méthode de calcul

$$\Delta P_T = \Delta P_r + \Delta P_d + \Delta P_{acc}$$

ΔP_r : Perte de charge répartie (linéaire).

ΔP_d : Perte de charge par dénivellation.

ΔP_{acc} : Perte de charge due aux accessoires.

4.3.1. Perte de charge répartie

$$\Delta P_r = \lambda \cdot \ell_{géo} \cdot W^2 / 2 \cdot d \cdot v_3'$$

W : Vitesse du fluide en [m/s]

d : Diamètre interne du conduite en [m]

v_3' : Volume massique du fluide dans la ligne liquide

λ : Coefficient de perte de charge répartie [sans unité] (0,03 pour le cuivre)

$\ell_{géo}$: Longueur géométrique de la conduite considérée, y compris les singularités, mesurée le long de l'axe, en [m]

$$\ell_{géo} = L + \ell$$

$$\ell = n \cdot \ell_i$$

L : Longueur de la partie rectiligne de la conduite, en [m]

n : Nombre de coudes sur la ligne liquide

ℓ : Longueur des coudes, en [m] (voir tableau ci-dessous)

Diamètre du tube en (pouce)	Longueur du coude à 90° (m)
3/8"	0,22
1/2"	0,3
5/8"	0,35
3/4"	0,42
7/8"	0,5
1"1/8	0,6
1"3/8	0,8
1"5/8	0,9

4.3.2. Perte de charge par dénivellation

$$\Delta P_d = \rho \cdot g \cdot h$$

$$= g \cdot h / v_3$$

g : accélération de la pesanteur = 9,81 m/s²

h : différence du niveau entre le détendeur et la sortie du réservoir de liquide

ρ : masse volumique du fluide dans la ligne liquide

v₃ : Volume massique du fluide dans la ligne liquide

4.3.3. Perte de charge due aux accessoires

Pour ce qui concerne les accessoires du circuit tels que clapets, robinets, voyants etc... Leurs pertes de charge sont données dans les catalogues des fabricants en fonction de différents paramètres.

$$\Delta P_{acc} = \Delta P_F + \Delta P_{REM} + \Delta P_{VOY}$$

ΔP_F : Perte de charge dans le filtre déshydrateur

ΔP_{REM} : Perte de charge dans la vanne électromagnétique

ΔP_{voy} : Perte de charge dans le voyant (généralement = 0 bars)

5. Application sur l'installation

5.1. Chambre de conservation

5.1.1. Dimensionnement des tuyauteries

- **Tuyauterie de liquide** : $\varnothing_{ext} = (3/4)"$

Vérification de la vitesse d'écoulement:

$$w = Q_v / S$$

$$Q_v = Q_m \times v_3$$

$$= 0,116 \times 0,0008$$

$$Q_v = \mathbf{9,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$S = \pi \cdot d_i^2 / 4$$

$$= 3,14 \times (16,92 \times 10^{-3})^2 / 4$$

$$S = \mathbf{2,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$w = 9,6 \cdot 10^{-5} / 3,1 \cdot 10^{-4}$$

$$w = 0,4 \text{ m/s}; w \in [0,3, 1,2] \text{ m/s.}$$

- **Tuyauterie d'aspiration : $\varnothing_{\text{ext}} = (13/8)''$**

Vérification de la vitesse d'écoulement

$$w = Q_v / S$$

$$Q_v = Q_m \times v_1$$

$$= 0,116 \times 0,085$$

$$Q_v = \mathbf{9,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$S = \pi \cdot d_i^2 / 4$$

$$= 3,14 \times (32,13 \times 10^{-3})^2 / 4$$

$$S = \mathbf{8,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$w = 0,012 / 1,9 \cdot 10^{-3}$$

$$w = 11,48 \text{ m/s}; w \in [6, 12] \text{ m/s.}$$

5.1.2. Appareils annexes

Dans cette chambre on a:

- Un filtre déshydrateur.
- Un voyant de liquide.
- Une Electrovanne.

5.1.2.1. Filtre déshydrateur

- **Critères de choix**

Puissance : $\phi_0 = 18.10 \text{ kW}$

Température liquide: $t_{liq} = 37^\circ\text{C}$

Température d'évaporation: $t_0 = -5^\circ\text{c}$

Diamètre extérieur: $\phi_{ext} = 3/4''$

- **Puissance nominale requise**

$$\phi_{nreq} = \phi_0 \times K_t$$

$$K_t = 1,08$$

$$\phi_{nreq} = 18,10 \times 1,08$$

$$\phi_{nreq} = \mathbf{19,54 \text{ kW}}$$

- **Filtre choisi**

Modèle : FDB-307S

Code №: 059328

Puissance nominale: $\phi_n = 60,5 \text{ kW}$

Perte de charge: $\Delta P = 0,07 \text{ bar}$

5.1.2.2. Voyant de liquide

- **Critères de choix**

Diamètre extérieur: $\phi_{ext} = 7/8''$

- **Voyant choisi**

Modèle : AMI-1TT7

Code №: **805656**

5.1.2.3. Vanne Électromagnétique

- **Vanne 02 voies**

- **Cirières de choix**

Puissance : $\phi_0 = 18,10 \text{ kW}$

Température liquide: $t_{liq} = 37^{\circ}\text{C}$

Température d'évaporation: $t_0 = -5^{\circ}\text{C}$

Diamètre extérieur: $\varnothing_{ext} = 3/4''$

Perte de charge prévisionnelle: $\Delta P_{pré} = 0,05 \text{ bar}$

- **Puissance nominale requise**

$$\varnothing_{nreq} = \varnothing_0 \times K_t \times K_{\Delta P}$$

$$K_t = 1,075$$

$$K_{\Delta P} = 1,22$$

$$\varnothing_{nreq} = 18,10 \times 1,075 \times 1,73$$

$$\varnothing_{nreq} = 33,66 \text{ kW}$$

- **Vanne choisie**

Modèle : 240RA8T7

Code N° 801143

Puissance nominale : $\varnothing_n = 36,3 \text{ kW}$

$$\begin{aligned} \text{Perte de charge : } \Delta P_{eff} &= \Delta P_{pré} \times (\varnothing_{nreq})^2 / (\varnothing_n)^2 \\ &= 0,05 \times 33,66^2 / 36,3^2 \end{aligned}$$

$$\Delta P_{eff} = 0,042 \text{ bar}$$

5.1.3. Calcul des pertes de charge

$$\Delta P_T = \Delta P_r + \Delta P_d + \Delta P_{acc} + \Delta P_s$$

- **Perte de charge répartie**

$$\Delta P_r = \lambda \cdot \ell_{géo} \cdot W^2 / 2 \cdot d \cdot v_3'$$

$$n = 3 \text{ coudes}$$

$$\ell_{géo} = 4,25 \text{ m}$$

$$\Delta P_r = \lambda \cdot \ell_{géo} \cdot W^2 / 2 \cdot d \cdot v_3'$$

$$= 0,03 \times 4,25 \times 0,4^2 / (2 \times 16,92 \times 10^{-3} \times 0,0008)$$

$$= 0,020 / 0,000027 \text{ Pa}$$

$$= 740,74 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_r = 7,4 \times 10^{-3} \text{ bars}$$

- **Perte de charge singulière**

On a 3 coudes de 90°

$$DP_s = \sum \frac{\xi}{2 \cdot V^3} \cdot W^2$$

$\xi=0.176$ par interpolation

D'après les tableaux (3-35) et (3-36) on peut trouver

$$DP_s = (0,176 \times 3) \cdot (0,4)^2 / 2 \times (0,0008)$$

$$DP_s = 0,084 / 0,0016$$

$$DP_s = 52,5 \text{ Pa} = 5,2 \times 10^{-4} \text{ bars}$$

- **Perte de charge par dénivellation**

$$\Delta P_d = \rho \cdot g \cdot h$$

$$= g \cdot h / v_{3'}$$

$$h = 2 \text{ m}$$

$$\Delta P_d = 9,81 \times 2 / 0,0008$$

$$= 24525 \text{ Pa} = 0,245 \text{ bars}$$

- **Perte de charge due aux accessoires**

$$\Delta P_{acc} = \Delta P_F + \Delta P_{REM} + \Delta P_{voy}$$

$$= 0,07 + 0,042 + 0 = \mathbf{0,112 \text{ bars}}$$

- **Perte de charge totale**

$$\Delta P_T = 7,4 \times 10^{-3} + 5,2 \times 10^{-4} + 0,245 + 0,112 = \mathbf{0,364 \text{ bars}}$$

- **Vérification du flash-gaz**

Pression en amont du détendeur

$$P_{DT} = P_c - \Delta P_T$$

$$P_{DT} = 10,72 - 0,364 = \mathbf{10,35 \text{ bars}}$$

Température de saturation (pour $P_{DT} = 10,35 \text{ bars}$) : $t_{sat} = \mathbf{40,67^\circ C}$

$$Dt_{sr} = t_c - t_{sat} = 42 - 40,67 = 1,33^\circ C < 5$$

Donc on n'aura pas de flash-gaz.

5.2. SAS

5.2.1. Dimensionnement des tuyauteries

- **Tuyauterie de liquide : $\varnothing_{ext} = (7/8)''$**

Vérification de la vitesse d'écoulement

$$w = Q_v / S$$

$$Q_v = Q_m \times v_3'$$

$$= 0,196 \times 0.0008$$

$$Q_v = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$S = \pi \cdot d_i^2 / 4$$

$$= 3,14 \times (19,94 \times 10^{-3})^2 / 4$$

$$S = 3,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$w = 1,63 \cdot 10^{-4} / 3,12 \cdot 10^{-4} = 0,48 \text{ m/s}$$

$w \in [0,3, 1,2] \text{ m/s}$: Diamètre accepté.

- **Tuyauterie d'aspiration : $\varnothing_{\text{ext}} = (21/8)''$**

Vérification de la vitesse d'écoulement

$$w = Q_v / S$$

$$Q_v = Q_m \times v_1'$$

$$= 0,196 \times 0.0669$$

$$Q_v = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$S = \pi \cdot d_i^2 / 4$$

$$= 3,14 \times (50,42 \cdot 10^{-3})^2 / 4$$

$$S = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$w = 1,2 \cdot 10^{-2} / 1,9 \cdot 10^{-3} = 6,9 \text{ m/s}$$

$w \in [6, 12] \text{ m/s}$: Diamètre accepté.

5.2.2. Appareils annexes

Dans cette chambre on a :

- Un filtre déshydrateur.
- Un voyant de liquide.
- Une Electrovanne.

5.2.2.1. Filtre déshydrateur

- **Critères de choix**

Puissance : $\varnothing_0 = 31,00 \text{ kW}$

Température liquide : $t_{\text{liq}} = 37^\circ\text{C}$

Température d'évaporation : $t_0 = +2^\circ\text{C}$

Diamètre extérieur : $\varnothing_{\text{ext}} = 7/8''$

- **Puissance nominale requise**

$$\varnothing_{\text{nreq}} = \varnothing_0 \times K_t$$

$$K_t = 1,06$$

$$\phi_{\text{nreq}} = 31,00 \times 1,06 = \mathbf{31,62 \text{ kW}}$$

- **Filtre choisi**

Modèle : FDB-307S

Code № : **059328**

Puissance nominale : $\phi_n = \mathbf{60,5 \text{ kW}}$

Perte de charge : $\Delta P = \mathbf{0,07 \text{ bar}}$

5.2.2.2. Voyant de liquide

- **Critères de choix**

Diamètre extérieur : $\phi_{\text{ext}} = 7/8''$

- **Voyant choisi**

Modèle : AMI-1TT7

Code № : **805656**

5.2.2.3. Vanne Électromagnétique

- **Vanne 02 voies**

- **Critères de choix**

Puissance : $\phi_0 = \mathbf{31,00 \text{ kW}}$

Température liquide : $t_{\text{liq}} = \mathbf{37^\circ \text{c}}$

Température d'évaporation : $t_0 = \mathbf{+2^\circ \text{c}}$

Diamètre extérieur : $\phi_{\text{ext}} = \mathbf{7/8''}$

Perte de charge prévisionnelle : $\Delta P_{\text{pré}} = \mathbf{0,05 \text{ bar}}$

- **Puissance nominale requise**

$$\phi_{\text{nreq}} = \phi_0 \times K_t \times K_{\Delta P}$$

$$K_t = 1,042$$

$$K_{\Delta P} = 1,73$$

$$\phi_{\text{nreq}} = 31,00 \times 1,042 \times 1,73 = \mathbf{55,88 \text{ kW}}$$

- **Vanne choisie**

Modèle : 240RA9T7

Code № : 801162

Puissance nominale : $\phi_n = \mathbf{76,2 \text{ kW}}$

Perte de charge :

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{eff}} &= \Delta P_{\text{pré}} \times (\varnothing_{\text{nreq}})^2 / (\varnothing_n)^2 \\ &= 0,05 \times 55,88^2 / 76,2^2 \\ \Delta P_{\text{eff}} &= \mathbf{0,026 \text{ bars}}\end{aligned}$$

5.2.3. Calcul des pertes de charge

$$\Delta P_T = \Delta P_r + \Delta P_d + \Delta P_{\text{acc}} + \Delta P_s$$

- **Perte de charge répartie**

$$\begin{aligned}\Delta P_r &= \lambda \cdot \ell_{\text{géo}} \cdot W^2 / 2 \cdot d \cdot v_3 \\ n &= 3 \text{ coudes} \\ \ell_{\text{géo}} &= 4,25 \text{ m} \\ \Delta P_r &= \lambda \cdot \ell_{\text{géo}} \cdot W^2 / 2 \cdot d \cdot v_3 \\ &= 0,03 \times 4,25 \times 0,48^2 / (2 \times 19,94 \times 10^{-3} \times 0,0008) \\ &= 0,029 / 3,1 \times 10^{-5} \text{ Pa} \\ &= 9,4 \times 10^{-8} \text{ Pa} = \mathbf{9,4 \times 10^{-3} \text{ bars}}\end{aligned}$$

- **Perte de charge singulière**

On a 3 coudes de 90°

$$DP_s = \sum \frac{\xi}{2 \cdot V_3} \cdot x W^2$$

D'après les tableaux (3-35) et (3-36) on peut trouver

$$\xi = 0,176 \text{ Par interpolation.}$$

$$DP_s = (0,176 \times 3) \cdot (0,48)^2 / 2 \times 0,0008$$

$$DP_s = 76,03 \text{ Pa} = \mathbf{7,6 \cdot 10^{-4} \text{ bars}}$$

- **Perte de charge par dénivellation**

$$\begin{aligned}\Delta P_d &= \rho \cdot g \cdot h \\ &= g \cdot h / v_3 \\ h &= 2 \text{ m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta P_d &= 9,81 \times 2/0,0008 \\ &= 24525 \text{ Pa} = 0,245 \text{ bars}\end{aligned}$$

- **Perte de charge due aux accessoires**

$$\begin{aligned}\Delta P_{acc} &= \Delta P_F + \Delta P_{REM} + \Delta P_{voy} \\ &= 0,07 + 0,026 + 0 = \mathbf{0,096 \text{ bars}}\end{aligned}$$

- **Perte de charge totale**

$$\Delta P_T = 9,4 \cdot 10^{-3} + 0,245 + 0,096 + 7,5 \cdot 10^{-4} = 0,35 \text{ bars}$$

Vérification du flash-gaz

Pression en amont du détendeur :

$$\begin{aligned}P_{DT} &= P_c - \Delta P_T \\ &= 10,72 - 0,35 = \mathbf{10,37 \text{ bars}}\end{aligned}$$

Température de saturation (pour $P_{DT}=10,37 \text{ bars}$) : $t_{sat} = \mathbf{40,74^\circ C}$

$$Dt_{sr} = t_c - t_{sat} = 42 - 40,74 = 1,26^\circ C < 5$$

Donc on n'aura pas de flash-gaz.

Axonométrie

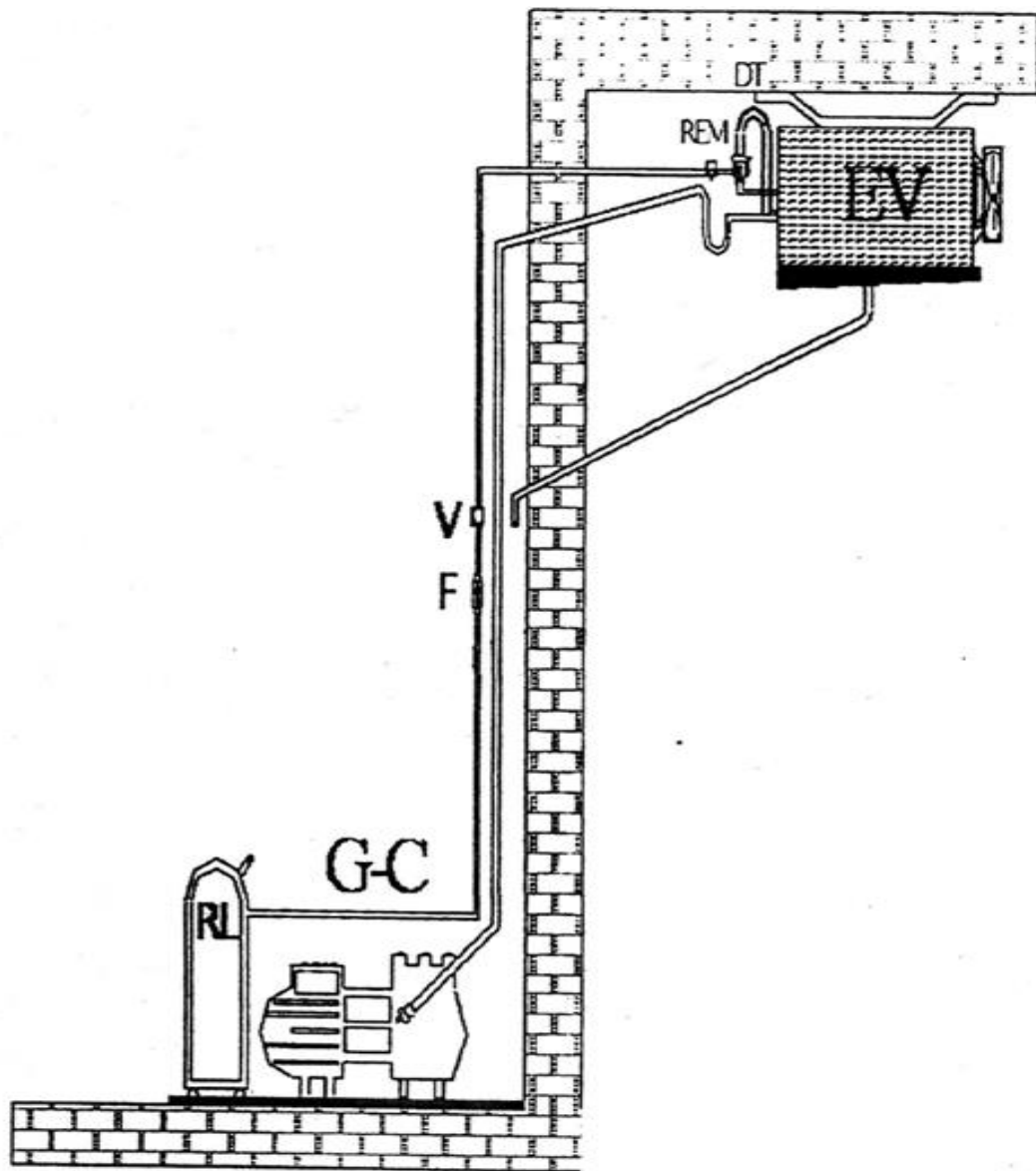


Fig.V.3. Emplacement du groupe pour la chambre positive

Choix d'un détendeur

1. Introduction

L'alimentation automatique en fluide frigorigène de l'évaporateur d'une installation nécessite un appareillage qui aura pour rôle de n'injecter à l'évaporateur que la quantité de fluide juste nécessaire pour absorber l'apport calorifique en provenance du milieu à refroidir, nous disposons pour cela des organes de commande nommés, détendeurs.

2. Technologie des détendeurs

Suivant le principe de fonctionnement des évaporateurs, on distinguera

- Dispositifs alimentant les évaporateurs à détente sèche
- Dispositifs alimentant les évaporateurs noyés

Les dispositifs alimentant les évaporateurs à détente sèche communément appelés détendeurs seront abordés dans cette partie.

Quant aux autres dispositifs, il s'agit de systèmes de détection de niveau.

Les détendeurs pour évaporateurs à détente sèche se regroupent en trois types,

- Tubes capillaires ou détendeurs capillaires
- Détendeurs thermostatiques
- Détendeurs électroniques [20]

2. A. Tubes capillaires

Ce sont des tubes de cuivre de longueur variable (de 1 à 7m environ) et dont le diamètre intérieur varie entre de 0.6 à 2 mm. C'est un restricteur non réglable dont la résistance d'écoulement représente la perte de charge désirée entre le condenseur et l'évaporateur, ses dimensions sont déterminées expérimentalement. Ils conviennent pour des installations de faible puissance thermiques et peu variables.

2. B. Détendeurs thermostatiques

- Rôle

Leur rôle est d'assurer l'admission automatique du FF à l'évaporateur afin d'obtenir un remplissage optimal de celui-ci en fonction des apports calorifiques externes.

2. B.1. Détendeur thermostatique à égalisation de pression interne

• **Cas d'utilisation**

On utilise les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression interne pour les installations de faible puissance :

- Perte de charge dans l'évaporateur négligeable.
- Evaporateur à une seule nappe [21].

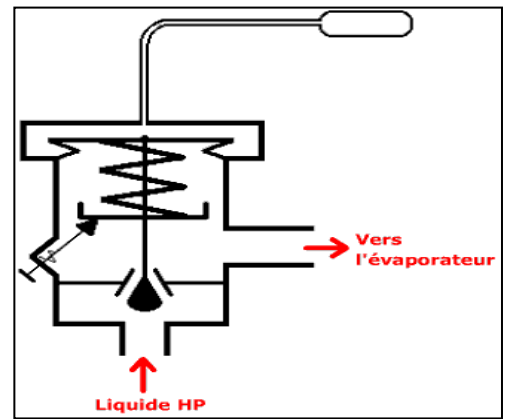


Fig.V.4. Détendeur thermostatique à égalisation de pression interne

• **Principe de fonctionnement**

Comme la pression est directement liée à la température, le détendeur régulera en fonction de la surchauffe à la sortie de l'évaporateur.

• **Forces de fermeture**

- f_2 : force de poussée du ressort (réglable par un vis)
- f_2' : force exercée par la pression d'évaporation sur la membrane.
- $F_2 = f_2 + f_2'$

• **Forces d'ouverture**

- F_1 : action de la pression du fluide du bulbe sur la membrane.
- $F_1 = P_b \times S$

Si :

- $F_1 > F_2 \Rightarrow$ ouverture du détendeur
- $F_1 = F_2 \Rightarrow$ équilibre
- $F_1 < F_2 \Rightarrow$ fermeture du détendeur

2. B.2. Détendeur thermostatique à égalisation de pression externe

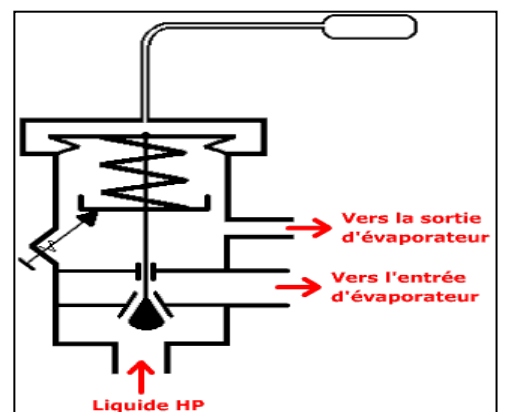


Fig.V .5. Détendeur thermostatique à égalisation de pression externe

- **Cas d'utilisation**

On utilisera les vannes d'évaporation thermostatique à égalisation de pression externe pour l'installation de forte puissance :

- Perte de charge non négligeable de l'évaporateur.
- Evaporateur à une plusieurs nappe.

- **Principe de fonctionnement**

La pression en sortie d'évaporateur est inférieure à la pression d'évaporation. Le détendeur permet de tenir compte de la perte de charge de l'évaporateur.

- **Force de fermeture**

f_2 : force de poussée du ressort

f_2' : force exercée par la pression de sortie d'évaporation sur la membrane

$$F_2 = f_2 + f_2'$$

- **Force d'ouverture**

F_1 : force exercée par la pression du bulbe sur la membrane.

Si :

- $F_1 > F_2 \Rightarrow$ le détendeur s'ouverture
- $F_1 = F_2 \Rightarrow$ c'est l'équilibre
- $F_1 < F_2 \Rightarrow$ le détendeur ferme

- **Surchauffe anormale**

Surchauffe importante $> 8 \text{ }^\circ\text{C}$

La dernière molécule de gaz s'évapore trop tôt. C'est le cas d'un manque de charge.

Surchauffe trop faible $< 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Ce régime de fonctionnement est particulièrement dangereux car le compresseur prend des « coups de liquide » et risque d'être sérieusement endommagé. Cela peut être le cas d'un mauvais réglage du détendeur. La pratique montre qu'après une modification de réglage thermostatique, il faut parfois plus de 20 minutes pour que l'installation se stabilise à nouveau.

2. B.3. Pompage du détendeur

Le détendeur est réglé initialement pour assurer une surchauffe de $7 \text{ }^\circ\text{C}$.

- on ouvre le détendeur d'un tour, il se met la surchauffe varie de 2 à 14 °C.

- on ouvre le détendeur d'un tour, la surchauffe varie de 0 à 12°C, en posant la main sur la conduite d'aspiration on sent distinctement les coups de liquide périodique au compresseur.

En fait, à chaque tour de vis, on a augmenté la puissance du détendeur. Quand le détendeur pompe, c'est l'indice que sa capacité est plus importante que la puissance frigorifique de l'évaporateur.

2. B.4. Montage du détendeur thermostatique

2. B.4.1. Montage du bulbe

Le bulbe doit toujours être monté immédiatement en aval de l'évaporateur sur la partie horizontale de la conduite, pour l'installation, il faut tenir compte de la conduite d'aspiration dans une position comprise entre 8h et 4h.

En effet, le signal du bulbe peut se trouver gêné par le retour de l'huile venant de l'évaporateur. Le bulbe se monte à contre-courant.

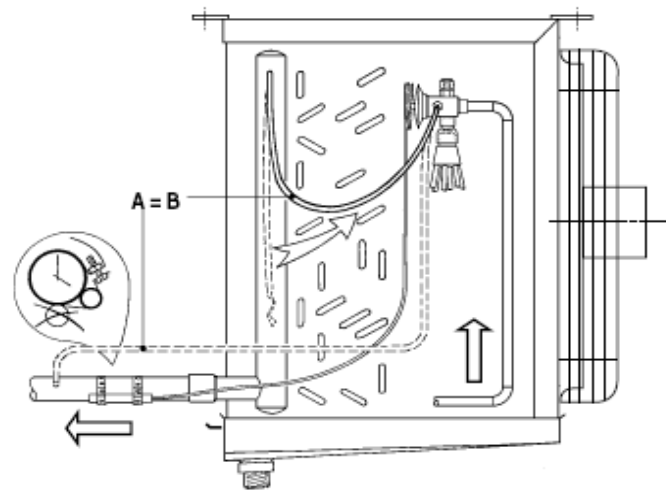


Fig.V.6. Montage du détendeur thermostatique

2. B.4.2. Montage de l'égalisation de pression

L'égalisation de pression doit toujours être montée en aval du bulbe.

2. B.4.3. Utilisation d'un distributeur de liquide

On utilise un distributeur de liquide lorsque l'évaporateur comprend plusieurs nappes. Cela implique également l'utilisation d'un détendeur thermostatique à égalisation de pression externe. La tête du distributeur devra être montée verticalement. Les capillaires du distributeur doivent être de diamètre et de longueur semblable. Au montage des capillaires, il faut éviter les poches de liquide. Pour obtenir une répartition satisfaisante du liquide, les chutes de pression dans les différents capillaires et serpentins de l'évaporateur doivent être égales.

Détendeur avec limiteur de pression **MOP** (Maximum Operating Pressure) :

Il est donc généralement utilisé lorsque le compresseur risque une surcharge à la mise en route de l'installation. Il est souvent utilisé pour les chambres froides à très basses températures. Cette charge s'obtient la masse de fluide dans les bulbes.

En dessous du point **MOP**, le détendeur **MOP** régule comme un détendeur traditionnel. Au dessus de la pression **MOP**, la surchauffe n'est plus contrôlée, le détendeur **MOP** se ferme. Il reste fermé jusqu'à ce que la pression d'évaporation redescende sous la pression **MOP**. Une fois cette condition satisfaite, il régulera à nouveau comme un détendeur traditionnel.

2. C. Détendeur électronique

Ils sont conçus pour assurer un remplissage optimum de l'évaporateur avec une surchauffe minimum stable quelles que soient les conditions de fonctionnement, ils permettent en haute une optimisation de consommation en énergie.

La mise en place d'un tel détendeur comprend trois éléments

- Détendeur électronique lui-même
- Régulateur
- Capteurs.

Ce système électronique est adapté aux installations commerciales : meubles frigorifiques, chambre froide, refroidisseur de liquide, installation de climatisation.

Ils présentent les avantages suivants :

- Optimisation de la consommation de l'énergie.
- Conception modulable dans le temps (extensions)
- Auto-surveillance de système.
- Fonction de diagnostic facilitant le dépannage.
- Montage simple.
- Mise en service et entretien facile.
- Fonction d'électrovanne.
- Intégration de la fonction thermostat.
- Fonction d'alarme.

3. Méthode de choix

Le choix se fait d'après le catalogue "**ALCO controls**" :

- **Correction de la capacité d'évaporation**

Capacité corrigée = la capacité d'évaporation × facteurs de correction

$$\Phi_{\text{nreq}} = \Phi_{\text{EV}} \cdot K_t \cdot K_{\Delta p}$$

Avec :

- ΔP_{det} : Chute de pression dans le détendeur
- P_C : Pression de condensation
- P_0 : Pression d'évaporation
- ΔP_1 : Chute de pression dans la ligne liquide
- ΔP_{dist} : Chute de pression dans le distributeur
- ΔP_{EV} : Chute de pression dans l'évaporateur

3.1. Choix des détendeurs

3.1.1. Chambre de conservation

- Critère de choix

- Puissance de l'évaporateur : $\Phi_{\text{EV}} = 19,87 \text{ kW}$
- Fluide frigorigène : R134a
- Température de liquide : $t_{\text{liq}} = 37^\circ\text{C}$
- Température d'évaporation : $t_0 = -5^\circ\text{C}$
- Chute de pression requise :

$$\Delta P_{\text{Det}} = P_c - (P_0 + \Delta P_{\text{tot}} + \Delta P_{\text{ev}}) = 10,72 - (2,43 + 0,36 + 0,5) = 7,43 \text{ bars}$$

- Puissance nominale requise

$$\Phi_{\text{nreq}} = \Phi_{\text{EV}} \times K_t \times K_{\Delta p}$$

$$K_t = 1,08$$

$$K_{\Delta p} = 0,90$$

$$\Phi_{\text{nreq}} = 19,87 \times 1,08 \times 0,90$$

$$\Phi_{\text{nreq}} = 19,31 \text{ kW}$$

- Détendeur choisi

- Modèle : TCLE 550 MW

- Puissance nominale : 23,6 kW
- Mécanisme d'orifice : X22440-B6B

3.1.2. SAS

- **Critère de choix**

- Puissance de l'évaporateur : $\phi_{EV} = 34,5$ kW
- Fluide frigorigène : R134a
- Température de liquide $t_{liq} = 38^\circ\text{C}$
- Température d'évaporation $t_0 = +2^\circ\text{C}$
- Chute de pression requise :

$$\Delta P_T = P_c - (P_0 + \Delta P_{tot} + \Delta P_{ev}) = 10,72 - (3,15 + 0,35 + 0,5) = 6,72 \text{ bars}$$

- **Puissance nominale requise**

$$\phi_{nreq} = \phi_{EV} \times K_t \times K_{\Delta p}$$

- **Avec**

- $K_t = 1,05$
- $K_{\Delta p} = 0,94$
- $\phi_{nreq} = 34,5 \times 1,05 \times 0,94$
- $\phi_{nreq} = 34,05$ kW

- **Détendeur choisi**

- Modèle : TCLE 900 MW
- Puissance nominale : 37,2 kW
- Mécanisme d'orifice : X22440-B8b

Régulation et appareillage électrique

I. Système de régulation

1. Introduction

L'industrie frigorifique met en oeuvre des différents procès et machines dont il est nécessaire de contrôler le fonctionnement ce qui s'effectue par maîtrise d'un ou plusieurs paramètres tel que : température, pression, débit, vitesse de rotation, etc.

Et pour maîtriser ces paramètres il est évidemment nécessaire d'intervenir à un moment donné à un certain niveau.

L'intervention automatique réduit considérablement l'intervention de l'homme et permet d'assurer avec précision les fonctions de régulation.

- **Définition**

La régulation est un processus au cours duquel la grandeur réglée finale (température, pression) doit être maintenue constante ou à une valeur Prédéterminée et quelque soient les perturbations intérieurs et extérieurs.

La grandeur réglée finale est mesurée en continue et comparée à une grandeur de consigne et c'est en fonction de l'écart mesuré que le régulateur entre en jeu.

2. Organes de régulation

- **Thermostats**

Les thermostats sont des appareils destinés à ouvrir ou fermé un circuit électronique sous l'action d'une variation d'une température.

- **Description d'un thermostat** : il comporte obligatoirement :

- Organe de détection (thermostats)
- Dispositif de liaisons mécanique qui relie de détection a l'organe de commande.

- **Rôle**

Régler la température d'une ambiance froide entre deux limites prédéterminées et aussi proche que possible de la température que l'on désire obtenir.

Le réglage est caractérisé par l'écart des températures d'enclenchement et de déclenchement du thermostat.

Il existe 3 catégories principales :

- Les thermostats pour ambiance gazeuse.
- Les thermostats pour ambiance d'évaporation.
- Les thermostats pour ambiance liquide.
- **Pressostats**

Un pressostat est un organe capable de placer un contact dans une certaine position (rôle d'interrupteur électrique) sous l'effet d'une détection de pression de FF.

Le pressostat est un organe mécanique qui comprend un tube capillaire et un soufflet, le tube capillaire étant raccordé à un piquage de prise de pression placée sur la tuyauterie.

- **Types de pressostats**

Il existe plusieurs types de pressostat :

- Les pressostats basse pression (PBP)
- Les pressostats haute pression (PHP)
- Les pressostats combinés
- Les pressostats différentiels d'huile

Pressostats basse pression (PBP)

Ces pressostats sont raccordés à l'aspiration du compresseur et ils assurent généralement :

- La protection du compresseur contre toute baisse anormale de la pression d'aspiration : **c'est une fonction de sécurité**
- Le contrôle du fonctionnement de l'évaporateur par l'arrêt du compresseur lorsque la pression d'évaporation descend à une valeur de consigne pré réglée : **c'est une fonction de régulation**
- **Pressostats haute pression (PHP)**

Ces pressostats sont raccordés au refoulement du compresseur et ils assurent généralement une **fonction de sécurité** : par exemple l'arrêt du compresseur en cas de pression de refoulement trop élevée.

- **Pressostats combinés (PCO)**

Ces pressostats renferment dans le même boîtier les fonctions dévolues à chacun des pressostats séparés (PBP et PHP). Les fonctions jouées par les différents pressostats sont obtenues par les contacts électriques qui insérés dans un circuit électrique de commande vont commander l'arrêt ou la marche des différents appareils (par exemple : insertion du contact électrique du pressostat dans la ligne d'alimentation d'un compresseur). Les PBP, les PHP et les PCO peuvent utilisées soit en régulation, soit en sécurité. Ils diffèrent alors par le réglage et par le type de réarmement.

- **Pressostats différentiels d'huile (PDH)**

Egalement appelés Pressostats de sécurité d'huile, ils évitent les dommages liés à une pression insuffisante de l'huile pour les compresseurs comportant une pompe à huile. Il mesure en permanence la différence de pression existant entre la pression du circuit de lubrification et la pression à l'aspiration de la pompe, c'est-à-dire la pression dans le carter.

Le PDH arrête le compresseur au bout d'un certain temps si la différence de pression est inférieure à la valeur pré réglée. Il est à réarmement manuel.

3. Types de régulation

Parmi les différents types de régulation on a :

- La régulation thermostatique.
- La régulation presso statique.
- La régulation mixte 'Thermostatique-pressostatique'.
- Le système Montreux.
- La régulation par protection minimum.
- La régulation par tirage au vide automatique.
- La régulation par tirage au vide unique.

4. Mode de régulation choisi

On a choisi pour toutes les installations le système de régulation :

- **Tirage au vide unique.**

Dans ce mode de régulation appelé également « *Single Pump Down Control* », le thermostat (thermorégulateur) commande l'alimentation de l'électrovanne qui est placée sur la ligne liquide.

Le pressostat basse pression de régulation (PBP) assure la mise en service et l'arrêt du groupe frigorifique. Les organes de sécurité (PHP, F1, F2.) coupent l'alimentation du groupe frigorifique (et éventuellement de l'électrovanne) en cas d'anomalie.

S'il existe un pressostat PBP de sécurité (PBP_{secu}), sa consigne (CUT_OUT) doit être en dessous de celle du PBP de sécurité.

- **Fonctionnement de l'installation**

- La mise en marche de l'installation est obtenue par la mise en position marche des commutateurs S1, S2, et S3.
- L'installation étant en marche, lorsque la température de consigne est atteinte dans la chambre froide :
- Le contact du thermorégulateur (1-5) s'ouvre
- La bobine de l'électrovanne n'est plus alimentée ni celle du contacteur "KA", l'électrovanne se ferme, et le contact (13-14) du KA s'ouvre
- Le groupe de condensation continue à fonctionner (le contact d'automaintien du "KM2"13-14 reste fermé)
- L'électrovanne étant fermée et du fait du pompage du compresseur, la pression dans la partie Basse Pression du circuit frigorifique diminue jusqu'à atteindre la valeur de coupure du pressostat BP de régulation
- Le contact du pressostat BP (11-14) s'ouvre et le groupe de condensation s'arrête (le contact (13-14) KM2 s'ouvre)
- La température dans la chambre froide va remonter du fait de l'arrêt de la production frigorifique
- Lorsque la température dans la chambre froide atteint la température de "consigne + Δt ", le contact (1-5) du thermorégulateur se referme
- La bobine de l'électrovanne et celle de KA sont à nouveau alimentées et le contact (13-14) de KA se ferme et l'électrovanne s'ouvre
- Cette ouverture provoque une légère surpression dans la partie Basse Pression du circuit qui avait été totalement vidée de FF
- Cette surpression va entraîner la fermeture du contact (11-14) du pressostat BP de régulation
- Le groupe de condensation redémarre, la production frigorifique reprend et le cycle recommence.
- Le dégivrage est assuré par le thermorégulateur dont un contact (1-2) est placé dans la ligne d'alimentation de la bobine du contacteur (KM4) de la résistance de dégivrage.

- Lorsque l'heure de début de dégivrage est atteinte, le contact (1-5) s'ouvre et la bobine de l'électrovanne n'est plus alimentée. Tout se passe alors comme si la consigne dans la chambre froide est atteinte (fonctionnement en Pump Down).
- De même quand la période de dégivrage est épuisée, ce contact se referme et tout se passe également comme si la température de fermeture du contact du thermostat d'ambiance est détectée.

Avantages du Single Pump-down

Ce type de régulation présente plusieurs avantages :

- En vidant l'évaporateur du FF qu'il contient à l'arrêt du moto-compresseur, on se prémunit contre un coup de liquide au redémarrage du compresseur.
- En abaissant la pression dans le carter du compresseur, on abaisse la concentration du FF dissous dans l'huile, le redémarrage du compresseur n'entraînera alors que peu d'émulsion d'huile.
- Intensité du démarrage du moteur réduite.
- Lors de dégivrage, inertie thermique moindre donc économie d'énergie
- Protection du compresseur contre les courts cycles en cas d'une mauvaise étanchéité au niveau du REM ou sur les clapets du CP.

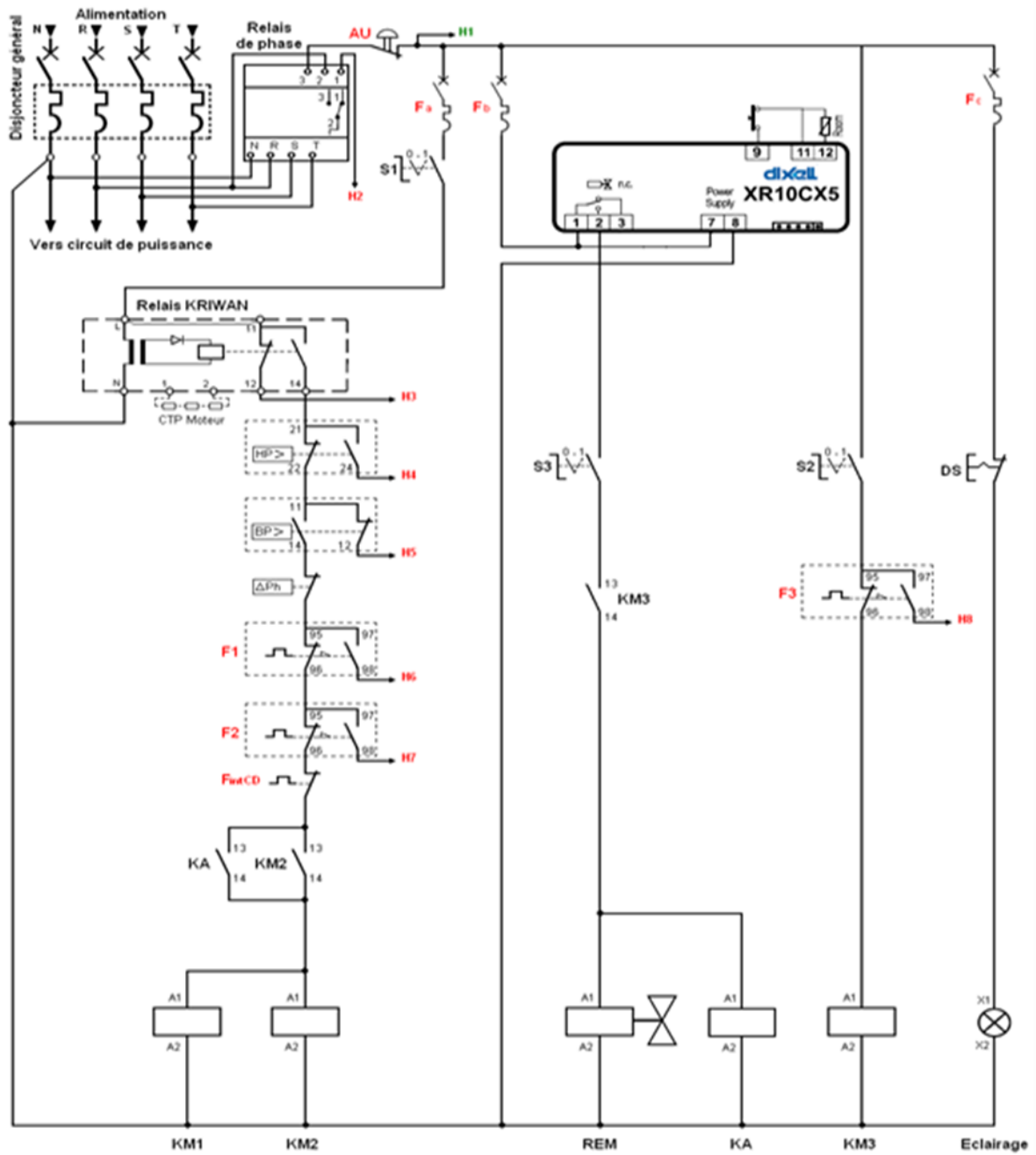


Fig.VI.1 : Circuit de commande de la chambre froide et SAS

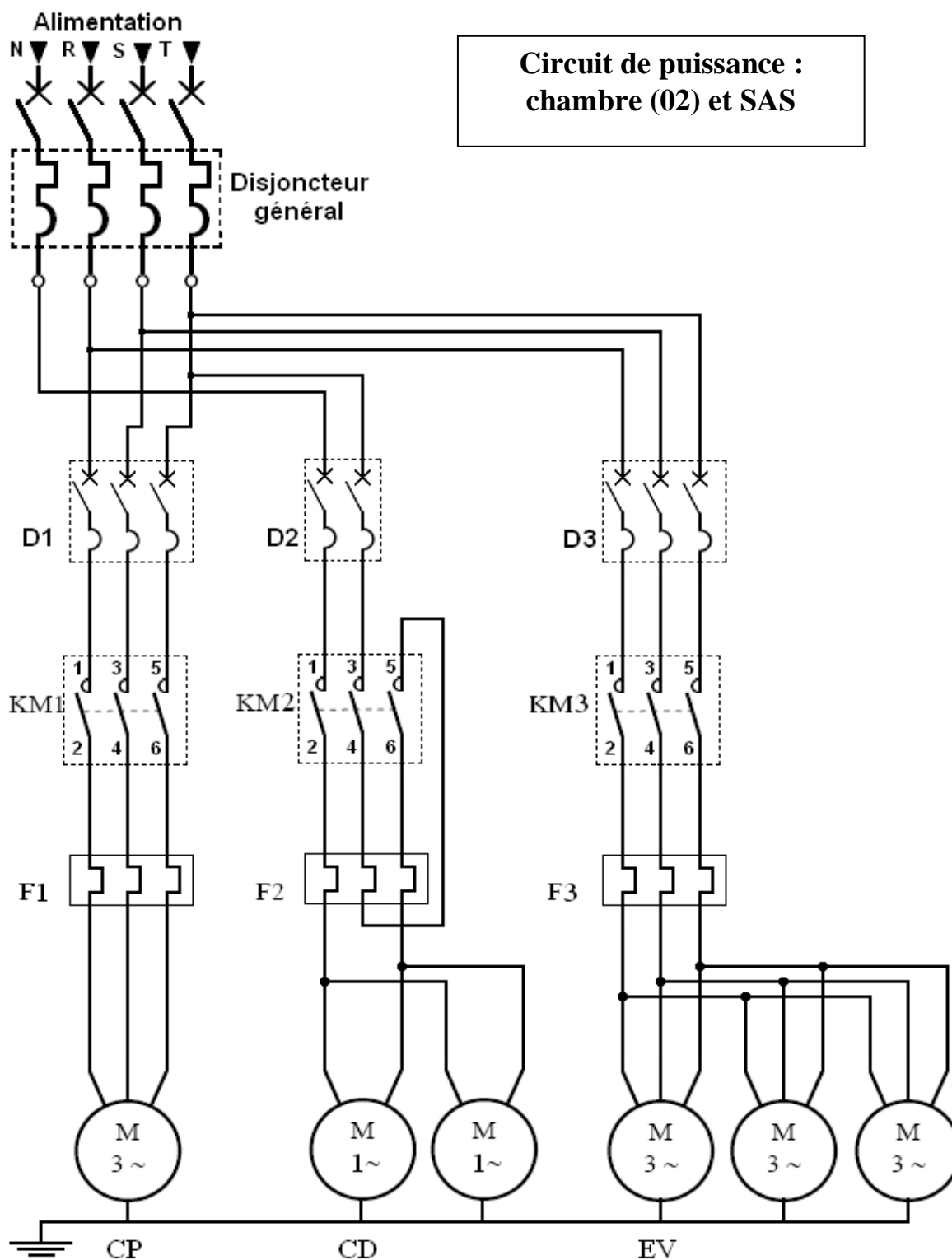


Fig.VI.2 : Circuit de puissance de la chambre froide et SAS

Légende des Schémas électriques

N/R/S/T : Alimentation triphasée (Réseau)

AU : Arrêt d'urgence

- F_a** : Disjoncteur magnétothermique, assurant la protection du circuit de commande du groupe
- F_b** : Disjoncteur magnétothermique, assurant la protection du circuit de commande de l'évaporateur
- F_c** : Disjoncteur magnétothermique, assurant la protection du circuit de commande de l'éclairage
- S1** : Commutateur auxiliaire manuel à commande rotative arrêt/marche du groupe
- S2** : Commutateur auxiliaire manuel à commande rotative arrêt/marche du ventilateur de l'EV
- S3** : Commutateur auxiliaire manuel à commande rotative arrêt/marche de l'électrovanne
- DS** : Door Switch, commande de l'éclairage de la chambre
- F₁** : Relais thermique de protection contre les surcharges du moteur du compresseur
- F₂** : Relais thermique de protection contre les surcharges des motoventilateurs du condenseur
- F₃** : Relais thermique de protection contre les surcharges des motoventilateurs de l'évaporateur
- F_{int CD}** : Protection interne des motoventilateurs du condenseur
- D₁** : Disjoncteur magnétique ; protection contre les courts-circuits du moteur du compresseur
- D₂** : Disjoncteur magnétique ; protection contre les courts-circuits des moteurs du condenseur
- D₃** : Disjoncteur magnétique ; protection contre les courts-circuits des moteurs de l'évaporateur
- D₄** : Disjoncteur magnétique ; protection contre les courts-circuits des résistors de dégivrage
- KM₁** : Contacteur d'alimentation du moteur du compresseur
- KM₂** : Contacteur d'alimentation des motoventilateurs du condenseur
- KM₃** : Contacteur d'alimentation des motoventilateurs de l'évaporateur
- KM₄** : Contacteur d'alimentation des Resistances de dégivrage
- H₁** : Voyant lumineux signalisation STAND BY
- H₂** : Voyant lumineux signalisation défaut relais de phase
- H₃** : Voyant lumineux signalisation défaut relais KRIWAN
- H₄** : Voyant lumineux signalisation défaut Haute pression
- H₅** : Voyant lumineux signalisation Basse pression
- H₆** : Voyant lumineux signalisation défaut Relais thermique du moteur du compresseur
- H₇** : Voyant lumineux signalisation défaut Relais thermique des motoventilateurs du condenseur
- H₈** : Voyant lumineux signalisation défaut Relais thermique des motoventilateurs de l'évaporateur

CP : Moteur du compresseur

CD : Moto ventilateurs du condenseur

EV : Moto ventilateurs de l'évaporateur

REM : Vanne électromagnétique

RD : Résistances de dégivrage

II. Appareillage électrique

1. Introduction

Après le choix d'équipement pour le circuit fluide de l'installation ; à partir de système de régulation choisi – tirage au vide unique – on a besoin de choisir les équipements électriques nécessaires pour réaliser ce système de régulation qui contient deux circuits, un pour la commande et l'autre pour la puissance.

On tient compte dans notre choix des appareils, des paramètres électriques suivants :

- Pouvoir de coupure.
- Puissance électrique.
- Puissance nominale.

2. Alimentation électrique d'un moteur

L'alimentation électrique d'un moteur peut être assurée à l'aide des différents matériels, soit :

Un sectionneur à fusible + 1 contacteur + un relais thermique.

Un disjoncteur + 1 contacteur + disjoncteur intégral.

Un disjoncteur magnétique + 1 contacteur + un relais thermique

Et c'est la dernière coordination que fait l'objet de choix ci-après

3. Choix des appareils

3.1. Chambre de conservation

3.1.1. Pour le compresseur

Modèle de groupe : S9-3DS-100X

$V = 400 \text{ v}$

$I = 27 \text{ A}$

Disjoncteur		Contacteur	Relais thermique	
Type	calibre	Type	Type	Zone de réglage
NS80H - MA	50	LC1 – D 32	LR2 – D33 53	23 / 32

3.1.2. Pour le ventilateur de condenseur

$$V = 230 \text{ v}$$

$$I = 1.38\text{A}$$

Disjoncteur		Contacteur	Relais thermique	
Type	calibre	Type	Type	Zone de réglage
NS80H - MA	2.5	LC1 – D 09	LR2 – D13 07	1,6 / 2,5

3.1.3. Pour le ventilateur de l'évaporateur

Modèle de l'évaporateur : SKB 16 R

$$V = 400 \text{ v}$$

$$I = 3,6 \text{ A}$$

Disjoncteur		Contacteur	Relais thermique	
Type	calibre	Type	Type	Zone de réglage
NS80H - MA	6.3	LC1 – D 09	LR2 – D13 10	4/ 6

3.2. SAS

3.2.1. Pour le compresseur

Modèle de groupe : V6-4DH-150X

$$V = 400 \text{ v}$$

$$I = 19.5 \text{ A}$$

Disjoncteur		Contacteur	Relais thermique	
Type	calibre	Type	Type	Zone de réglage
NS80H - MA	25	LC1 – D25	LR2 – D13 22	17 / 25

3.2.2. Pour le ventilateur de condenseur

$$V = 230 \text{ v}$$

$$I = 2.13 \text{ A}$$

Disjoncteur		Contacteur	Relais thermique	
Type	calibre	Type	Type	Zone de réglage
NS80H - MA	6.3	LC1 – D 09	LR2 – D13 08	2,5 / 4

3.2.3. Pour le ventilateur de l'évaporateur

Modèle de l'évaporateur :

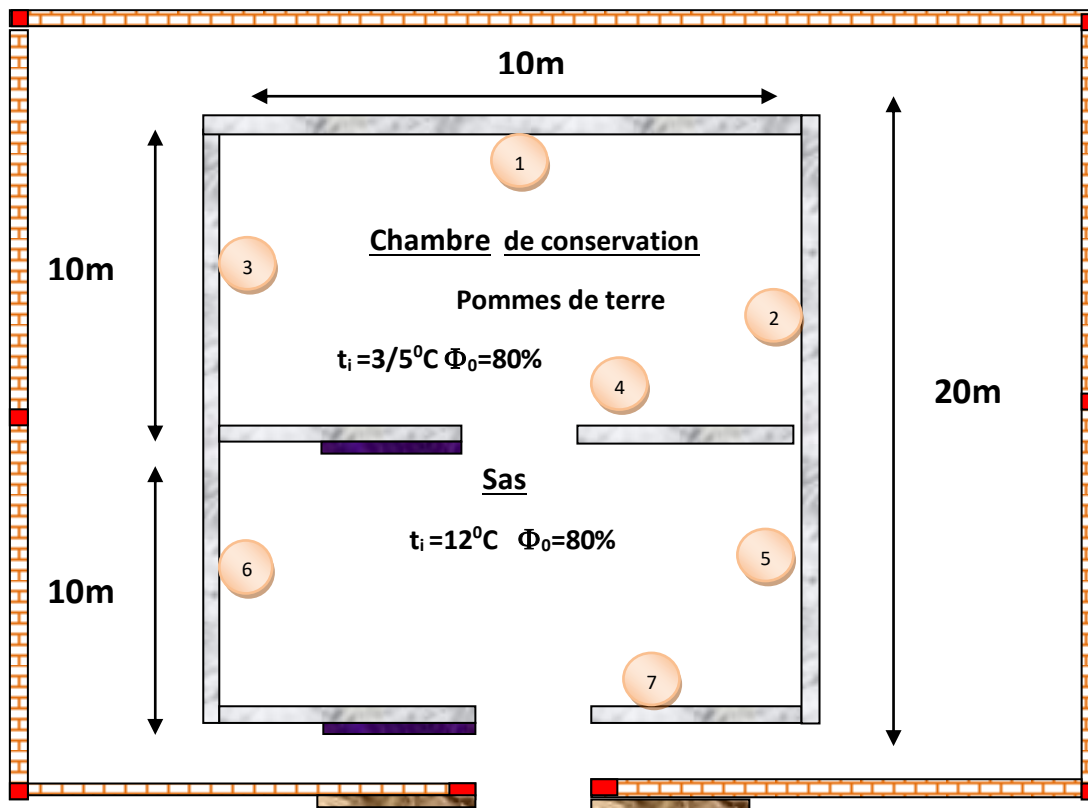
GTI 364 6P

V = 380 v

I = 1,5 A

Disjoncteur		Contacteur	Relais thermique	
Type	calibre	Type	Type	Zone de réglage
NS80H - MA	2.5	LC1 – D 09	LR2 – D13 07	1, 25 / 2

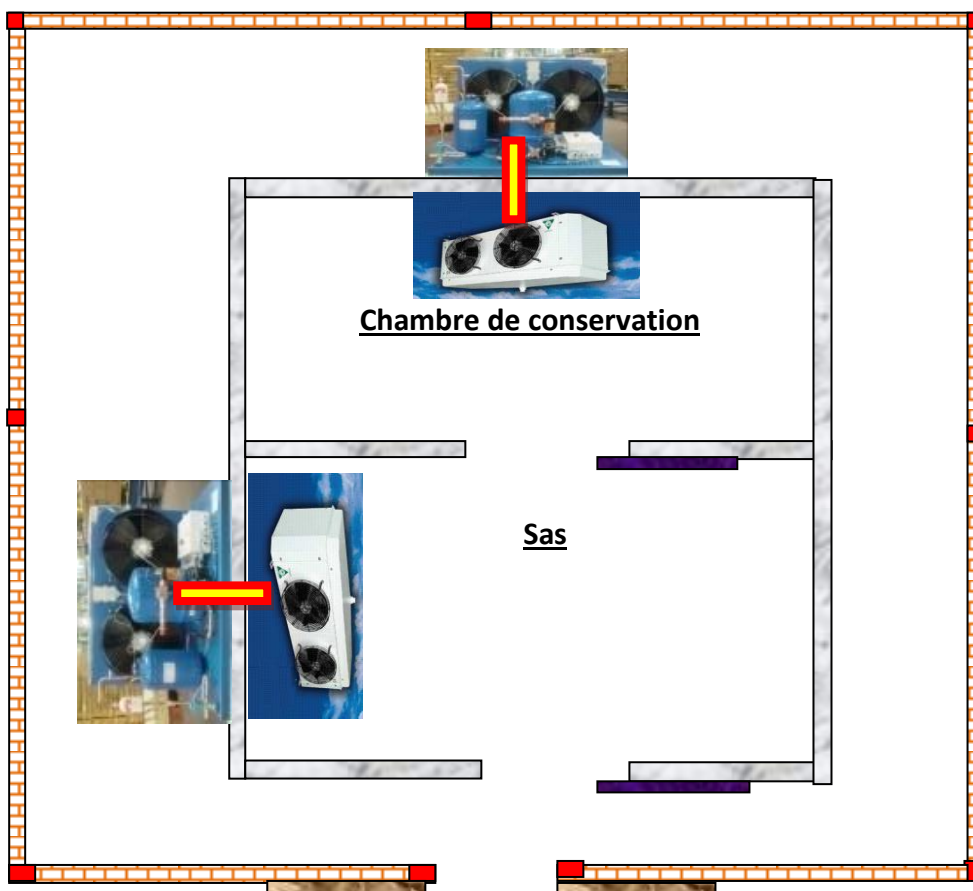
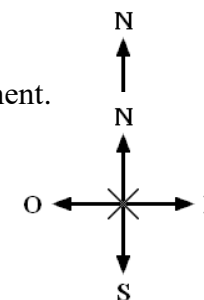
Plan de masse



Plan d'emplacement

Le plan d'emplacement sert à montrer les positions du groupe frigorifique et son évaporateur. Le plan suivant montre l'emplacement.

Des groupes frigorifiques et leurs évaporateurs.



Conclusion

Le froid des aliments joue un rôle primordial dans le quotidien de l'homme d'aujourd'hui, en effet, les équipements frigorifiques se trouvent dans tous les foyers pour préserver la qualité de sa nourriture, i.e. donner plus de durée de vie à cette dernière et des équipements de climatisation dans tous les bureaux pour son bien-être.

Pour conserver la pomme de terre, repas principal de tous les citoyens, et donner plus de durée de vie à cette dernière, une chambre de conservation a été étudiée.

L'importance et l'historique du froid au fil des années ont été revus.

Un calcul relatif à l'isolation thermique pour déterminer l'épaisseur de l'isolant, a été fait pour déterminer la puissance frigorifique, puis le tonnage, bilan thermique nécessaire à la détermination de toutes les pertes thermiques.

Le choix du fluide frigorifique a été fait suite au respect de l'environnement et aussi à ses qualités thermo-physiques.

Ainsi le choix de l'évaporateur, le groupe de condensation, le détendeur et tous les accessoires nécessaires.

Des logiciels, DANFOSS, FRIGA BOHN, ALCO CONTROL et SCHEINDER ELECTRIQUE DWM COPALND ont été utilisés pour la sélection de tous les composants de la chambre froide à température positive de conservation de la pomme de terre.

Références

- [1] Manohar Prasad, «Refrigeration and air conditioning», New Age International Second Edition, Indian Kanpur, 2003.
- [2] Larkeche Ouassila, «modélisation d'une machine frigorifique a absorption : application des équilibres de phases», mémoire de doctorat, université Mentouri de Constantine ,2012.
- [3] Olivier Perrot, «Cours de Machine Frigorifique », I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque, 2011.
- [4] P.J. Rapin et P. Jacquard, «Installations frigorifiques», Editions PYC et H. Noack et R. Seidel, Pratique des installations frigorifiques, Editions PYC.
- [5] H.J.Breidert, «Calcul des chambres froides», traduit de l'allemand par J.-L. Cauchepin, Editions PYC livres. 15 rue Guilleminot – 75014 PARIS, 1998.
- [6] Yvan Fayolle, Ste Clauger, «Les Fluides frigorigènes», support N°2 de février2002.
- [7] M.Zoubeyr, «Etude et Modélisation des Fluides Frigorifiques», Université de Batna2, 2015.
- [8] Aide-mémoire AFPA AICVF, 12/06/2017, 170612-RT-Pereso_Fluides-frigo-AFPAMetzf.
- [9] Francis Meunier, Paul Rivet, Marie-France, Terrier, «Froid industriel», Dunod 2005.
- [10] Rodolphe Leberton, «Risque chimique», ED 969.
- [11] Wilbert.F.Stoecker, «Industrial Refrigeration Handbook», McGraw-Hill Professional, 2010.
- [12] Andrew D. Althouse, Carl H. Turnquist, Alfred F. Bracciano, et Daniel Bracciano, «Modern Refrigeration and Air Conditioning», Goodheart-Willcox, 2016.
- [13] Heinz Bloch, Fred Geitner «Reciprocating Compressors Operation and Maintenance», Gulf Professional Publishing 1996.
- [14] Royce Brown, «Compressor Handbook: Principles and Practice», McGraw-Hill Professional, 2001.
- [15] L.Cuvelier, «les compresseurs», source «le guide des automatismes», sur le site web: www.cuvelier-ludovic.fr.
- [16] Dossier Climatisation, «Les condenseurs à air», version 001-2014.
- [17] Roy Dossat, Thomas Horan, «Principles of Refrigeration», Pearson, 2001.
- [18] Daniel Collin, «Applications frigorifiques».Dunod , 1984.

[19] Andre Gac, «Optimisation de la conception et de la gestion». Tec & Doc ,1990.

[20] Pierre Lebrun, «Thermodynamique de l'ingénieur: Applications à la réfrigération et au conditionnement d'air», Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 2015.

[21] Études et rapports sur les techniques de réfrigération, INRS, Institut National de Recherche et de Sécurité, [Lien à lire] (<https://www.inrs.fr>).

Catalogues

DWM COPELAND

FRIGA-BOHN

ALCO CONTROLS

SCHNEIDER Electric

DANFOSS

Résumé

Le froid des aliments joue un rôle primordial dans le quotidien de l'homme d'aujourd'hui, en effet, pour préserver ses aliments et lui permettre de vivre dans un environnement de confort. La pomme de terre, repas principal de tous les citoyens, nécessite un traitement adéquat pour qu'elle soit disponible avec des quantités suffisantes et qualités meilleures. A cet effet, une étude de dimensionnement de tous les organes constituant d'une chambre froide à température positive a été faite. La sélection de ces organes a été faite par le biais des logiciels suivants, DANFOSS, FRIGA BOHN, ALCO CONTROL et SCHEINDER ELECTRIQUE DWM COPALND.

Abstract

The refrigeration of food plays a crucial role in the daily life of today's individuals, as it preserves food and enables them to live in a comfortable environment. Potatoes, the main meal for all citizens, require proper treatment to be available in sufficient quantities and better quality. To this end, a study was conducted to determine the dimensions of all components of a cold room at positive temperatures. The selection of these components was done through the following software: DANFOSS, FRIGA BOHN, ALCO CONTROL, and SCHEINDER ELECTRIQUE DWM COPALND.

ملخص

تلعب برودة الطعام دوراً حيوياً في حياة الإنسان اليومية، حيث تُحافظ على طعامه وتمكنه من العيش في بيئة مريحة. تحتاج البطاطا، التي تعتبر وجبة رئيسية لجميع المواطنين، إلى معالجة مناسبة لتكون متاحة بكميات كافية وجودة أفضل. ولهذا الغرض، تم إجراء دراسة لتحديد الأبعاد لجميع الأجهزة المكونة لغرفة باردة عند درجة حرارة موجبة. تم اختيار هذه الأجهزة من خلال البرمجيات التالية: FRIGA- BOHN ,DANFOS . DWM COPALND ,ALCO CONTROL, SCHEINDER ELECTRIQUE,

Mots-clés

Froid, Conservation des aliments, Pommes de terre, Chambre froide, chambre de conservation, SAS: chambre de pré-conservation, Contrôle de l'humidité, Température de stockage, Isolation thermique, Équipements frigorifiques.