

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/06/2024



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

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Par : BELFAR Cherif

Intitulé

Etude d'un entrepôt frigorifique
à température négative

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 chers parents qui ont toujours été là pour moi
tout au long de mes études, c'est grâce à leurs
sacrifices et leur patience, qui m'ont permis de
réaliser mes ambitions et atteindre mes objectifs*

A mes sœurs.

A mes amis et tous ceux qui me sont chers.

A mes amis de l'université spécialité énergétique.

*A tous ceux qui ont contribué de loin ou de près
à la réalisation de ce mémoire.*

Remerciements

En premier lieu, on remercie Dieu tout puissant de m'avoir aidé pour arriver au terme de ce travail.

Je tiens à remercier ma famille.

Je tiens à remercier vivement mon encadrant M^r NAHOUI Azzedine pour sa disponibilité et son aide tout au long de ce travail.

Je tiens à remercier tous mes collègues et tous les enseignants du département de physique.

Je tiens à exprimer mes remerciements à toutes les personnes qui m'ont aidé dans l'accomplissement de ce projet.

Que monsieur le président et messieurs les membres du jury trouvent ici l'expression de ma gratitude pour avoir accepté d'examiner ce modeste travail.

Sommaire

Liste des tableaux.....	VI
Liste des figures.....	VII
Nomenclature	VIII
Introduction générale.....	X
Chapitre I : Introduction	
Définitions de base.....	01
1.1.Température.....	01
1.2. Chaleur.....	01
1.3.Froid	01
1.4. Réfrigération.....	01
Histoire du froid.....	01
Froid et l'industrie agroalimentaire.....	02
Importance du froid pour l'industrie agro-alimentaire.....	02
Froid et denrées.....	03
Modes de production du froid.....	04
Donnés météorologiques de la ville de Bejaia	06
Chapitre II : Isolation thermique	
1. Rôle de l'isolation.....	07
2. Différents types d'isolant thermique.....	07
3. Caractéristiques d'un bon isolant.....	07
4. Structure des parois.....	08
4.1. Parois internes, plafond et portes.....	08
4.2. Plancher chambre négative	08
5. Méthode de calcul.....	09

Tonnage des denrées	13
1. Méthode de calcul théorique.....	13
2. Méthode de calcul pratique.....	14
Chapitre III : Bilan thermique	
1. Charges externes.....	17
2. Charges internes.....	17
3. Méthode de calcul.....	17
3.1. Charges thermiques par transmission à travers des parois.....	17
3.2. Charges thermiques dues au renouvellement d'air.....	18
3.3. Charges thermiques dues aux denrées entrantes.....	18
3.4. Charges thermiques dues à la respiration des denrées	19
3.5. Charges thermiques dues à l'éclairage.....	19
3.6. Charges thermiques dues aux personnes.....	19
3.7. Charges thermiques dues aux moto-ventilateurs des évaporateurs.....	20
3.8. Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage.....	20
4. Calcul du bilan thermique.....	21
4.1. Chambre de congélation	21
Chapitre IV : Choix du fluide frigorigène	
1. Définition.....	25
2. Classes des réfrigérants.....	25
2.1. Réfrigérants naturels	25
2.2. Réfrigérants halogènes.....	25
Chlorofluorocarbones (CFC).....	25
Hydro chlorofluorocarbures (HCFC)	26
HFC (hydrofluorocarbures (HFC)	26
3. Choix d'un fluide frigorigène	26

3.1. Critères thermodynamiques.....	27
3.1.1. Critères de sécurité.....	27
3.1.2. Critères techniques.....	27
3.1.3. Critères économiques.....	27
4. Fluide frigorigène Choisi.....	28
4.1. R134a.....	28
4.1.1. Caractéristiques techniques.....	28
4.1.2. Caractéristiques environnementales.....	28
4.1.3. Propriétés physiques de R134a.....	29
4.2. R404 a.....	29
4.2.1. Toxicologie.....	29
4.2.2. Détection.....	30
4.2.3. Miscibilité.....	30
4.2.4. Domaines d'application.....	30
4.2.5. Caractéristiques techniques.....	30
4.2.6. Propriétés physiques de R404a.....	31
Chapitre V : Etude de l'installation frigorifique	32
1. Etude de l'installation frigorifique.....	32
2. Installation frigorifique à compression mécanique de vapeur mono-étagée (IFCMV)	32
a) Schéma de principe.....	33
b) Cycle frigorifique.....	33
c) Calcul thermodynamique.....	34
3. Etude des installations.....	35
3.1. Chambre de congélation	35
a) Conditions de travail.....	35
b) Cycle frigorifique de l'installation.....	36

c) Paramètres de sortie.....	36
d) Calcul thermodynamique.....	36
Choix du groupe de condensation.....	38
1. Compresseurs.....	38
2. Condenseurs.....	40
3. Choix des groupes de condensation.....	43
3.1. Chambre de congélation.....	43
3.1.1. Critères de choix.....	43
3.1.2. Groupe choisi	43
Choix de l'évaporateur.....	44
1. Choix de l'évaporateur.....	44
2. Chambre de congélation.....	44
2.1. Critères de choix	44
2.2. Puissance nominale requise	44
2.3. Evaporateur choisi	44
Tuyauteries et appareils annexes.....	45
1- Introduction	45
2. Différents types de conduites	45
2.1. Conduite d'aspiration	45
2.2. Conduite de refoulement	45
2.3. Conduites de liquide	46
3. Dimensionnement des tuyauteries.....	46
3.1. Vérification de la vitesse d'écoulement.....	46
4. Calcul des pertes de charge.....	47
4.1. Types des pertes de charge.....	47
4.2. Le flash-gaz.....	48

4.3. Méthode de calcul.....	48
4.3.1. Perte de charge répartie.....	48
4.3.2. Perte de charge par dénivellation.....	49
4.3.3. Perte de charge due aux accessoires.....	49
5. Application sur la chambre de congélation	49
5.1. Dimensionnement des tuyauteries.....	49
5.2. Appareils annexes.....	50
5.2.1. Filtre déshydrateur.....	50
5.2.2. Voyant de liquide	51
5.2.3. Vanne Électromagnétique	51
5.2.4. Echangeur de chaleur	52
5.3. Calcul des pertes de charge	52
5.4. Vérification du flash-gaz	54
Choix du détendeur.....	56
1. Technologie des détendeurs.....	56
a-Tubes capillaires	56
b- Détendeurs thermostatiques.....	56
c-Détendeur électronique.....	60
2. Méthode de choix	61
2.1. Choix des détendeurs.....	61
Conclusion.....	63
Référence.....	64
Résumé.....	66

Liste des tableaux

Tableau II.1	Données géographiques ainsi que les paramètres climatiques de Bejaia.....	06
Tableau II.2	Destinations de la chambre	06
Tableau II.3	Dimensions de la chambre de congélation.....	06
Tableau III.1	Matériau et épaisseur des parois.....	08
Tableau III.2	Matériau et épaisseur des planchers.....	08
Tableau IV.1	Volume de la chambre froide.....	15
Tableau IV.2	Dimension de la caisse.....	15
Tableau V.1	Charges thermiques par transmission.....	21
Tableau VI.1	Propriétés physiques de R134a.....	29
Tableau VI.2	Propriétés physiques de R404a.....	31
Tableau VII.1	Paramètres de sortie de cycle frigorifique.....	36
Tableau VIII.1	Caractéristiques des compresseurs à pistons.....	39
Tableau VIII.2	Caractéristiques des différents types de compresseurs.....	40
Tableau VIII.3	Avantages et inconvénients de Condenseurs	41
Tableau X.1	Vitesses d'écoulement admissibles du FF dans les différentes tuyauteries...	46
Tableau X.2	Diamètre normalisé des différents tubes en cuivre.....	47
Tableau X.3	Diamètre du tube et longueur du coude.....	49
Tableau X.4	Caractéristiques techniques et montage de l'échangeur de chaleur.....	52

Liste des figures

Figures III.1	Parois internes et plafond et portes.....	08
Figures III.2	Plancher chambre négative.....	08
Figures VII.1	Schéma de l'installation frigorifique.....	33
Figures VII.2	Cycle frigorifique.....	33
Figures X.1	Emplacement du groupe de la chambre de congélation.....	55
Figures XI.1	Détendeur thermostatique à égalisation de pression interne.....	57
Figures XI.2	Détendeur thermostatique à égalisation de pression externe.....	58
Figures XI.3	Montage du détendeur thermostatique.....	59

Nomenclature

C _j	Cadence journalière	(kg / j)
Ch	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)
Hb	Hauteur brute de la chambre	(m)
h	Différence du niveau entre détendeur- sortie du réservoir de liquide	-
K1	Coefficient de correction des surfaces non utilisé	-
K2	Coefficient de correction des espaces non utilisé	-
K	Coefficient global de transmission thermique de la paroi	(Kcal/h.m ² °C)
ℓ _{géo}	Longueur géométrique de la conduite considérée	(m)
Nc	Nombre de caisse	-
p	Puissance d'un luminaire	(W)
Q _m	Débit massique du FF	(kg/s)
q _{res}	Chaleur de respiration de la marchandise considérée	(KW / t .h)
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)
Sb	Surface brute	(M ²)
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	-
Vu	Volume utile de la chambre	(m ³)
Vc	Volume de la caisse	(m ³)
W	Vitesse du fluide	(m/s)
λ_{is}	Coefficient de conductivité thermique de l'isolant	(W / m °C)
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	-

Introduction générale

Le froid industriel est une technologie fondamentale dans le domaine de la préservation des aliments, permettant de maintenir la qualité, la fraîcheur et la durabilité des produits consommables tout au long de leur chaînes d'approvisionnements. Cette méthode joue un rôle crucial en ralentissant les dégradations microbiologique et physiologique des produits sensibles à la chaleur.

Dans le domaine de la conservation des aliments, la technologie des chambres froides joua un rôle important en permettant la préservation prolongée des produit périssables tels que la viande. Parmi les divers types de chambres froides négatives se distinguent par leurs capacités à maintenir des températures en dessous de zéro degré Celsius, idéales pour le stockage et la congélation de la viande.

Cette étude se concentre sur une chambre froide spécifiquement conçue pour le stockage optimal de la viande. On a examiné en détails toutes les composantes essentielles de cette chambre froide, y compris les équipements et les dimensions critiques nécessaires pour assurer un environnement de congélation idéale.

On a abordé notamment les aspects techniques tels que les unités de réfrigération, les systèmes de contrôle de l'humidité, les matériaux d'isolation thermique, ainsi que les dimensions précises de la chambre pour garantir une répartition uniforme de la température et une conservation optimale de la viande.

En conclusion, cette recherche vise à approfondir notre compréhension des technologies du froid industriel, en mettant en évidence leur rôle vital dans la préservation de la viande et leur contribution à la sécurité alimentaire et à la durabilité des chaînes d'approvisionnement consommable.

Le présent mémoire se compose de cinq chapitres, une introduction générale et un conclusion.

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. Température

La température caractérise le niveau auquel la chaleur se trouve dans un corps permettant ainsi de dire qu'un corps est plus ou moins chaud qu'un autre. Les températures dans le S.I. sont exprimées en °C (degrés Celsius) mais dans la littérature, on rencontre les degrés Fahrenheit (°F) et les degrés Kelvin (°K)

1.2. Chaleur

La chaleur est une forme d'énergie (énergie de mouvement des molécules) qui va d'un point chaud (température plus élevée) vers un point froid (température moins élevée). C'est la sensation perçue par nos organes de sens lorsque nous sommes placés devant un corps incandescent par exemple.

L'unité légale est le Joule (J) mais la kcal (kilo calorie) est également utilisée.

1.3. 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.

1.4. 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].

2. Historique 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 savants et les chercheurs ne s'arrêtent pas là, 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. Le froid dans l'industrie agro-alimentaire

On peut trouver le froid dans des domaines très variés tel 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

Il y a trois principes fondamentaux qui doivent être réunis pour assurer correctement toute conservation. Il faut d'abord que le produit à conserver soit :

- **Sain**

On ne doit conserver que les produits 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 sera différente.

- **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 qui consiste à absorber la chaleur contenue dans un milieu peut être obtenue suivant plusieurs modes. De même, les applications du froid sont très variées.

Parmi les différentes modes de production du froid, il faut retenir :

- La sublimation d'un solide (cas du CO_2)
- La détente d'un gaz comprimé
- La fusion d'un corps solide
- Le refroidissement thermoélectrique
- La dissolution de certains sels
- La 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.

Fiche technique du projet

1. Situation géographique et paramètres climatiques

Le projet est situé à BEJAIA.

Tableau II.1: présente les données géographiques ainsi que les paramètres climatiques de ville Bejaia

Données géographiques			Période hivernale		Période estivale	
Altitude (m)	Longitude (e)	Latitude (n)	Température de base (°C)	Humidité relative (%)	Température de base (°C)	Humidité relative (%)
09	5°,05	36°,45	6	80	34	44

2. Destination de la chambre

- **Chambre :** Conservation de viande congelée.

Tableau II.2: Destinations de la chambre

Chambres	Destination	Température (°C)	Humidité relative (%)	Durée de stockage
01	Viande congelé	-18	85	Longue durée (6-9 mois)

Les destinations de la chambre ainsi que les conditions de conservation sont affichées dans le tableau suivant ;

Tableau II.3: Dimensions de la chambre de congélation

Chambres	Dimensions des chambres			Dimensions des portes	
	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Hauteur (m)	Largeur (m)
01	20	5	4	2,20	1,20

Isolation thermique

Le froid est coûteux à produire, 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

- Elle limite le flux thermique en provenance du milieu.
- Elle évite la pénétration de l'eau en provenance de l'extérieur.

2. Différents types d'isolant thermique

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

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

3. Caractéristiques d'un bon isolant

- Faible densité
- Très faible conductibilité thermique
- Non hygroscopique
- Imputrescible
- Ininflammable
- Stable entre certaines limites de températures
- Sans action sur le bois et le fer
- Non favorable pour les rongeurs ou les insectes
- Disponible
- Coût peu élevé
- Température d'utilisation

La production du froid est coûteuse il est important de retirer la puissance frigorifique et par conséquent de réduire la quantité de chaleur provenant des déperditions par les parois d'une chambre froide ces parois sont isolées avec matériaux offrant la plus faible conductivité possible pour notre entrepôt on a choisi le polystyrène pour les plancher pour résistance à la compression, et pour les portes, les parois et le plafond on a choisi la mousse de polyuréthane pour sa faible conductivité.

Les parois généralement elles sont calorifugées en concordance avec l'isolation des parois sur lesquelles s'appliquent, les démentions des portes sont d'une certaine mesure, en fonction du volume des chambres froides et leurs hauteurs.

4. Structure des parois

4.1. Parois internes et plafond et portes

Tableau III.1: matériau et épaisseur des parois

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

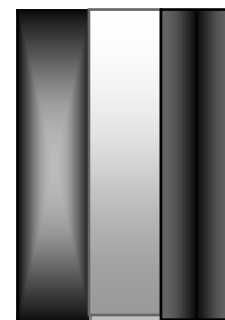


Fig.III.1: Parois internes et plafond et portes

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

4.2. Plancher chambre négative

Tableau III.2: matériau et épaisseur de plancher

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	Pare-vapeur	0.01	/
5	Polystyrène	/	0,025
6	Pare-vapeur	0.01	/
7	Béton	0,06	1,5
8	Brique crût	0,10	0.66
9	Béton	0,08	1,5
10	Pierre dure	0,2	1,9

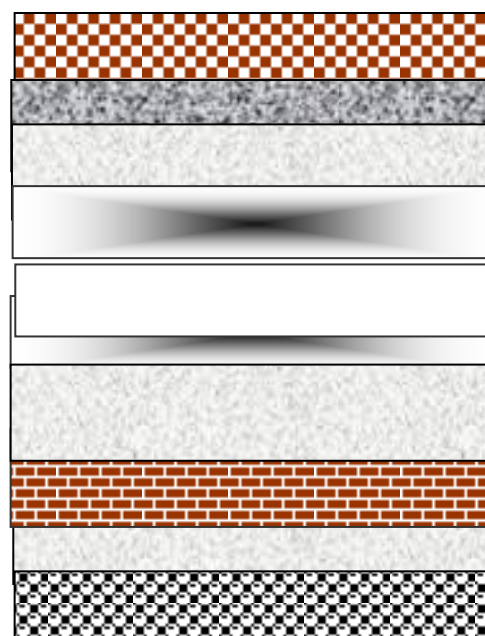


Fig.III.2: Plancher chambre négative

$$\Sigma e_i/\lambda_i \approx 0,457 \text{ hm}^2\text{°C/Kcal}$$

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 : $t_e = t_B + 5\text{ C}^\circ$
 - Sud-Ouest : $t_e = t_B + 10\text{ C}^\circ$
- Pour le plafond :
 - Si le plafond est exposé directement à l'extérieur : $t_e = t_B + 5\text{ C}^\circ$
 - Si le plafond se donne un entre local au-dessus : t_e sera celle du local
- Pour le sol :
 - Sur la terre pleine : $t_e = 15\text{C}^\circ$
 - Sur vide sanitaire : $t_e = 20^\circ\text{C}$
- On suppose que : $q = (8\sim 10)\text{ Kcal/hm}^2$
 - Conservation à température négative $q = 8\text{ Kcal/hm}^2$
- 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 :

$$K_{th} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{\alpha_i}} \text{ (Kcal/h}^\circ\text{Cm}^2) \Rightarrow e_{is} = \lambda_{is} \left[\frac{1}{K_{th}} - \frac{1}{\alpha_e} - \frac{1}{\alpha_i} - \sum \frac{e_i}{\lambda_i} \right] \text{ (m)}$$

- K_{th} : coefficient de transmission thermique $0,1 \leq K \leq 0,3$ (Kcal/h $^\circ$ Cm 2)

- $\frac{1}{\alpha_e}$ = Résistance thermique superficielle externe ($h^\circ C m^2 / Kcal$)
 - $\frac{1}{\alpha_i}$ = Résistance thermique superficielle interne ($h^\circ C m^2 / Kcal$)
 - e_{is} = Épaisseur de l'isolant (m)
 - λ_{is} = Coefficient de conductivité thermique de l'isolant ($h^\circ C m^2 / Kcal$)
 - $\sum \frac{e_i}{\lambda_i}$ = Somme de la résistance thermique de différentes couches des matériaux.
- Calcul du $K_{réel}$:
$$K_{réel} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{\alpha_i}}$$
 ($Kcal/h^\circ C m^2$).

- **Remarque**

T_e : température de garage (local non climatisé). $t_e = 30c^\circ$

Formule de local non climatisé

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

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

E : écart diurne = 09 c°

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

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

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

$$T_{inc} = 30 c^\circ$$

Chambre de congélation

Murs 01, 02, 03 et porte

$$K_{th} = q / \Delta t \quad ; \quad q = 8 kcal/hm^2 \quad ; \quad t_e = 30^\circ C \quad ; \quad t_i = -18^\circ C \quad ; \quad \Delta t = 48^\circ C$$

$$K_{th} = 8/48$$

$$K_{th} = 0,166 kcal/h^\circ C m^2$$

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

$$e_{is} = 0,022((1/0,166) - 1/7 - 1/7)$$

$$e_{is} = 0,126 \text{ m}$$

$$e_{is} = 0,12 \text{ m}$$

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

$$k_{réel} = 1/(5,45 + 0,142 + 0,142)$$

$$k_{réel} = 0,174 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

Mur 04

$$K_{th} = q / \Delta t \quad ; q = 8 \text{ kcal/hm}^2 \quad ; t_e = 25^\circ\text{C} \quad ; t_i = -18^\circ\text{C} \quad ; \Delta t = 43^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 8/43$$

$$K_{th} = 0,186 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

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

$$e_{is} = 0,022((1/0,186) - 1/7 - 1/7)$$

$$e_{is} = 0,112 \text{ m}$$

$$e_{is} = 0,12 \text{ m}$$

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

$$k_{réel} = 1/(5,45 + 0,142 + 0,142)$$

$$k_{réel} = 0,17 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

Plafond

$$K_{th} = q / \Delta t \quad ; q = 8 \text{ kcal/hm}^2 \quad ; t_e = 30+10 = 40^\circ\text{C} \quad ; t_i = -18^\circ\text{C} \quad ; \Delta t = 58^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 8/58$$

$$K_{th} = 0,137 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

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

$$e_{is} = 0,022((1/0,137) - 1/7 - 1/7)$$

$$e_{is} = 0,154 \text{ m}$$

$$e_{is} = 0,16 \text{ m}$$

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

$$k_{réel} = 1/(7,27 + 0,142 + 0,142)$$

$$k_{réel} = 0,132 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

Plancher

$$K_{th} = q / \Delta t \quad ; q = 8 \text{ kcal/hm}^2 \quad ; t_e = 20^\circ\text{C} \quad ; t_i = -18^\circ\text{C} \quad ; \Delta t = 38^\circ\text{C}$$

$$K_{th} = 8/38$$

$$K_{th} = 0,21 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

$$K_{th} = 0,21 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

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

$$e_{is} = 0,025 \left(\frac{1}{0,21} - 0,457 - \frac{1}{7} - \frac{1}{5} \right)$$

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

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

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

$$k_{réel} = \frac{1}{(0,457 + 5,6 + 0,142 + 0,2)}$$

$$k_{réel} = 0,20 \text{ kcal/h}^\circ\text{Cm}^2$$

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 différentes denrées.

Cette cadence est tirée de la cadence journalière. Qui est aussi l'élément sensible dans la détermination de la chaleur due à l'introduction des denrées.

A. Méthode de calcul théorique

Surface utile

$$S_u = S_b \times K_1 \quad \text{"m}^2\text{"}$$

S_b : Surface brute

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

L : Longueur de la chambre.

l : Largeur de la chambre.

K₁ : Coefficient de correction des surfaces non utilisées

$$\text{"K}_1=0.75\text{"}$$

Hauteur utile H_u

$$H_u = h_b \times K_2 \quad \text{"m"}$$

h_b : Hauteur brute de la chambre

K₂ : Coefficient de correction des espaces non utilisés

$$\text{K}_2= 0.8$$

Volume utile

$$V_u = S_u \times H_u \quad \text{"m}^3\text{"}$$

Nombre de caisses

$$N_c = V_u / V_c \quad \text{"caisse"}$$

V_u : volume utile

V_c : volume de la caisse

Masse totale des denrées entreposées

$$M_t = N_c \times m_c \quad \text{"kg"}$$

N_c : nombre de caisse.

m_c : masse d'une caisse chargée (kg).

Détermination de la cadence journalière

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

Détermination de la cadence horaire

$$C_h = C_j / 24 \quad \text{" kg/h"}$$

B. Méthode de calcul pratique

B.1. Détermination du nombre de caisse

$$N_c = \frac{V_u}{V_c}$$

N_c : Nombre de caisse.

V_c : Volume de la caisse.

V_u : Volume utile de la chambre.

V_b : volume brute "après isolation".

$$V_u = V_b - V_{int}.$$

Vide non-utilisé

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

B.2. Calcul de la masse totale de la denrée à entreposer

$$M_t = m_c \cdot N_c \quad (\text{Kg})$$

m_c : Masse que peut contenir une caisse en Kg

N_c : Nombre de caisse

B.3. Cadence journalière de la denrée à entreposer

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

B.4. Cadence horaire de la denrée à entreposer

$$C_h = C_j /24 \text{ " kg/h"}$$

Volume de la chambre

Avant l'isolation

$$V = 20 \times 05 \times 4 = 400 \text{ m}^3$$

Après l'isolation

Tableau IV.1 : Volume de la chambre froide

Longueur utile "m"	$L_u = 20 - (0.5 + 0.5 + 0.1) = 18.9$
Largeur utile "m"	$l_u = 05 - (0.1 + 0.65 + 0.1) = 4.15$
La hauteur utile "m"	$H_u = 4 - (0.6 + 0.10) = 3.3$
Surface utile "m ² "	$S_u = (18.9 \times 4.15) = 78.43$
Volume utile "m ³ "	$V_u = 78.43 \times 3.3 = 258.83$

Tableau IV.2 : Dimension de la caisse

Longueur "m"	$L_c = 0.60$
Largeur "m"	$l_c = 0.40$
La hauteur "m"	$H_c = 0.11$
Volume "m ³ "	$V_c = 0.026$
Masse "Kg"	$M_c = 20$

Nombre de caisse

$$N_c = \frac{V_u}{V_c} = \frac{258.83}{0.026} = 9955 \text{ caisse}$$

Masse totale

$$M_t = m_c \times N_c = 20 \times 9955 = 199100 \text{ Kg}$$

Cadence journalière

$$C_j = M_t \times (10 \text{ à } 30) = 199100 \times 0.10 = 19910 \text{ Kg / j}$$

Cadence horaire

$$C_h = \frac{C_j}{24} = \frac{19910}{24} = 829,58 \text{ Kg/h}$$

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 le cadre de ce bilan ; on distingue deux grandes catégories des charges thermiques ;

1. Charges externes

On trouve dans cette catégorie ;

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

2. Charges internes

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 thermiques par transmission à travers des parois

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

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]

3.2. Charges thermiques dues au renouvellement d'air

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

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

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

ρ_0 = la valeur de ρ_0 étant prise égale à 1,293 Kg/m³

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].

3.3. 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.

3.4. 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]

3.5. Charges thermiques dues à l'éclairage

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

n : le nombre des luminaires.

p : puissance d'un luminaire en [W]

τ : durée de fonctionnement des luminaires.

24 : nombre d'heures dans une journée. [5]

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 suffit d'appliquer la formule :

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

p : puissance d'un luminaire en [W] [5].

3.6. Charges thermiques dues aux personnes

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

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]

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 :

τ_{inst} : **18** h/d pour la conservation à température négative. [5]

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 ;

$$\phi_{prév} = 1.2 \phi_{0int}$$

3.7. 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].

τ_{EV} : durée de fonctionnement des ventilateurs en [h/d].

τ_{inst} : durée de marche de l'installation en [h/d].

3.8. 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]. [5]

τ_{deg} : durée de fonctionnement des résistances en [h/d].

τ_{inst} : durée de marche de l'installation en [h/d]

τ_{inst} : (16 h/d pour la conservation à température positive). [5]

NB : $Q_{deg} = 0$ kW pour le SAS.

Contrôle de la puissance frigorifique effective

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

$$\Phi_{prév} > \Phi_{0eff}$$

4. Calcul du bilan thermique

4.1. Chambre de congélation

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 ;

Tableau V.1 : charges thermiques par transmission

Paroi	$K_{réel}$ (kcal/h $^{\circ}$ cm 2)	Surface (m)	t_e (majorée) ($^{\circ}$ C)	t_i ($^{\circ}$ C)	Δt ($^{\circ}$ C)	Q_{tr} kcal/h
01	0,17	80	30	-18	48	652,8
02	0,17	20	30	-18	48	163,2
03	0,17	20	30	-18	48	163,2
04	0,17	80	25	-18	43	584.8
Plafond	0,13	100	40	-18	58	754
Plancher	0,20	100	20	-18	38	760

$$\Sigma Q_{tr.i} = 3078 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{tr} = 3,57 \text{ kW}$$

Charges thermiques dues au renouvellement d'air

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

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

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

$$V_{af} = 70 \times \sqrt[3]{(S_b \times h_b)}$$

$$V_{af} = 70 \times \sqrt[3]{(100 \times 4)}$$

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

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

$$\rho_{ai} = 1,293 / [1 + (-18 / 273,15)]$$

$$\rho_{ai} = \mathbf{1,38} \text{ kg/m}^3$$

$$m_{af} = 1400 \times 1,38 / 86400$$

$$m_{af} = \mathbf{0,022} \text{ kg/s}$$

Δh : du diagramme psychrométrique :

$$t_i = -18^\circ\text{C} ; \varphi_i = 85 \% : h_i = \mathbf{-16.102} \text{ kJ/kg}$$

$$t_e = +30^\circ\text{C} ; \varphi_e = 44 \% : h_e = \mathbf{59.77} \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h = 59,74 - (-16,102)$$

$$\Delta h = 75,85 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{ra} = 0,022 \times 75,85$$

$$Q_{ra} = \mathbf{1,51} \text{ kW}$$

Charges thermiques dues aux denrées entrantes

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

$$m = 19910 \text{ Kg/j}$$

$$C_p = 1,8 \text{ kJ/kg K}$$

$$\Delta t = t_1 - t_2$$

$$t_1 = -12^\circ\text{C}$$

$$t_2 = -18^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = -12 + 18 = 6^\circ\text{C}$$

$$Q_{de} = 19910 \times 1,8 \times 6 / 86400$$

$$Q_{de} = \mathbf{2,48} \text{ kW}$$

Charges thermiques dues à la respiration des denrées

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

$$q_{\text{res}} = 0 \text{ kJ/t h (pour: } t = -18^{\circ}\text{c)}$$

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

Charges thermiques dues à l'éclairage

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

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

Détermination du nombre des luminaires

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

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

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

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

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

$$n = 600 / 100$$

$$n = 6 \text{ lump.}$$

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

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

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

Charges thermiques dues aux personnes

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

$$n = 5 \text{ personnes}$$

$$q_p = 378 \text{ W (pour: } t = -18^{\circ}\text{c)}$$

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

$$Q_{\text{per}} = 5 \times 378 \times 8 / 24$$

$$Q_{\text{per}} = 630 \text{ W}$$

$$Q_{\text{per}} = 0,63 \text{ kW}$$

Détermination de la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur

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

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

$$Q_{\text{int}} = 3,57+1,51+2,48+0+0,20+0,63$$

$$Q_{\text{int}} = \mathbf{8,39 \text{ kW}}$$

$$\tau_{\text{inst}} = \mathbf{18 \text{ h/d}}$$

$$\phi_{0\text{int}} = 8,39 \times 24 / 18$$

$$\phi_{0\text{int}} = \mathbf{11,18 \text{ kW}}$$

Détermination de la puissance frigorifique prévisionnelle de l'évaporateur

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

$$\phi_{\text{prév}} = 1,2 \times 11,18$$

$$\phi_{\text{prév}} = \mathbf{13,41 \text{ kW}}$$

Charges thermiques dues aux moteurs ventilateurs des évaporateurs

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

$$(n = 3 ; p = 0.54 \text{ kW})$$

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

$$\tau_{\text{inst}} = 18 \text{ h/d}$$

$$Q_{\text{vent}} = 3 \times 0.54 \times 16 / 18$$

$$Q_{\text{vent}} = \mathbf{1.44 \text{ kW}}$$

Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage

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

$$Q_{\text{deg}} = 4.2 \times 2 / 18$$

$$Q_{\text{deg}} = \mathbf{0.46 \text{ kW}}$$

Contrôle de la puissance frigorifique effective

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

$$\phi_{0\text{eff}} = 1.44 + 0.46 + 11.18 = \mathbf{13.08 \text{ kW}}$$

$$\phi_{0\text{eff}} < \phi_{\text{prév}}$$

$$\phi_{\text{prév}} = \mathbf{13.41 \text{ kW}}$$

Choix du 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 subdivisés 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. 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 environnemental absolu plus réduit.

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 répondus 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.

2.2.1. Chlorofluorocarbones (CFC)

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, soient 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

2.2.2. Hydro chlorofluorocarbures (HCFC)

Les molécules de HCFC, comme le R22, sont composées d'atomes de carbone, de fluor, de chlore et d'hydrogène. Elles 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]

2.2.3. HFC (hydrofluorocarbures (HFC))

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.

3. Choix d'un fluide frigorigène

Pour choisir à bon escient le fluide actif d'un système frigorigène, on prend en compte quatre types de critères, thermodynamiques, sécuritaires, techniques et économiques.

3.1. Critères thermodynamiques

- Température d'ébullition,
- Température critique,
- Echauffement 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

- Température 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 le SAS et le R404a pour la chambre négative.

4.1. 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.

4.1.1. 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.

4.1.2. 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 Ethylène-équivalent, et se situe dans la marge d'erreur du modèle. Leur impact dans ce domaine peut donc être considéré comme négligeable. [9]

4.1.3. Propriétés physiques de R134a

Tableau VI.1 : Propriétés physiques de R134a

Formule chimique	CH ₂ FCF ₃	[-]
Poids moléculaire	102.0	[Kg/kmol]
Point d'ébullition à 1.013 bar	-26.1	[°C]
Température critique	101.1	[°C]
Pression critique	40.6	[Bar]
Viscosité du liquide saturé	0.332	[mPas]
Viscosité du liquide saturé	0.197	[mPas]
Viscosité de la vapeur saturée	0.0120	[mPas]
Conductivité thermique du liquide saturé	0.101	[W/(mK)]
Conductivité thermique du liquide saturé	0.084	[W/(mK)]
Conductivité thermique de la vapeur saturée	0.0140	[W/(mK)]
Chaleur massique spécifique du liquide saturé Cp	1.425	[KJ/(kgK)]
Chaleur massique spécifique de la vapeur saturée Cp	1.011	[KJ/(kgK)]
Ratio Cp/Cv (vapeur saturée)	1.23	[-]
Densité du liquide saturé	1206	[Kg/m ³]
Densité de la vapeur saturée	32.35	[Kg/m ³]
Enthalpie d'évaporation	177.5	[KJ/kg]
Limites d'inflammabilité dans l'air	Aucune	[% par vol]

4.2. R404 a

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

4.2.1. Toxicologie

Produit chimiquement inerte, non toxique limite VME 1000ppm ; à des concentrations importantes : 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, conduisent à sa décomposition en libérant des produits toxiques (acide fluorhydrique). Les effets sont identiques avec une flamme vive ou par contact avec des surfaces métalliques très chaudes

4.2.2. Détection

IL ne se détecte pas à la lampe haloïde.

Pour sa détection, il faut utiliser soit

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

4.2.3. Miscibilité

Il est miscible avec H₂O

4.2.4. 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.)

4.2.5. Caractéristiques techniques

Le R 404A est un mélange quasi-azéotropique de R125, R143a et R134a (44/52/4% en poids). Le R 404A 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. 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]

4.2.6. Propriétés physiques de R404a

Tableau VI.2 : Propriétés physiques de R404a

Formule chimique	CH ₂ FCF ₃ /CH ₃ CF ₃ /CH ₂ FCF ₃	[-]
Poids moléculaire	97,6	[Kg/kmol]
Point d'ébullition à 1.013 bar	-46,6	[°C]
Température critique	72,1	[°C]
Pression critique	37,3	[Bar]
Viscosité du liquide saturé	0,215	[mPas]
Viscosité du liquide saturé	0,124	[mPas]
Viscosité de la vapeur saturée	0,0128	[mPas]
Conductivité thermique du liquide saturé	0.82	[W/(mK)]
Conductivité thermique du liquide saturé	0.066	[W/(mK)]
Conductivité thermique de la vapeur saturée	0.0158	[W/(mK)]
Chaleur massique spécifique du liquide saturé Cp	1.531	[KJ/(kgK)]
Chaleur massique spécifique de la vapeur saturée Cp	1.197	[KJ/(kgK)]
Ratio Cp/Cv (vapeur saturée)	1.28	[-]
Densité du liquide saturé	1044	[Kg/m ³]
Densité de la vapeur saturée	65.27	[Kg/m ³]
Enthalpie d'évaporation	140.1	[KJ/kg]
Limites d'inflammabilité dans l'air	Aucune	[% par vol]

Données : Solkane® 404a

Etude de l'installation frigorifique

1. Etude de l'installation frigorifique

Chaque installation à compression mécanique de vapeur comporte quatre appareils principaux ; l'évaporateur, compresseur, condenseur et détenteur.

Ces appareils sont reliés entre eux par le biais d'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 (I. F.C.M. V)

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

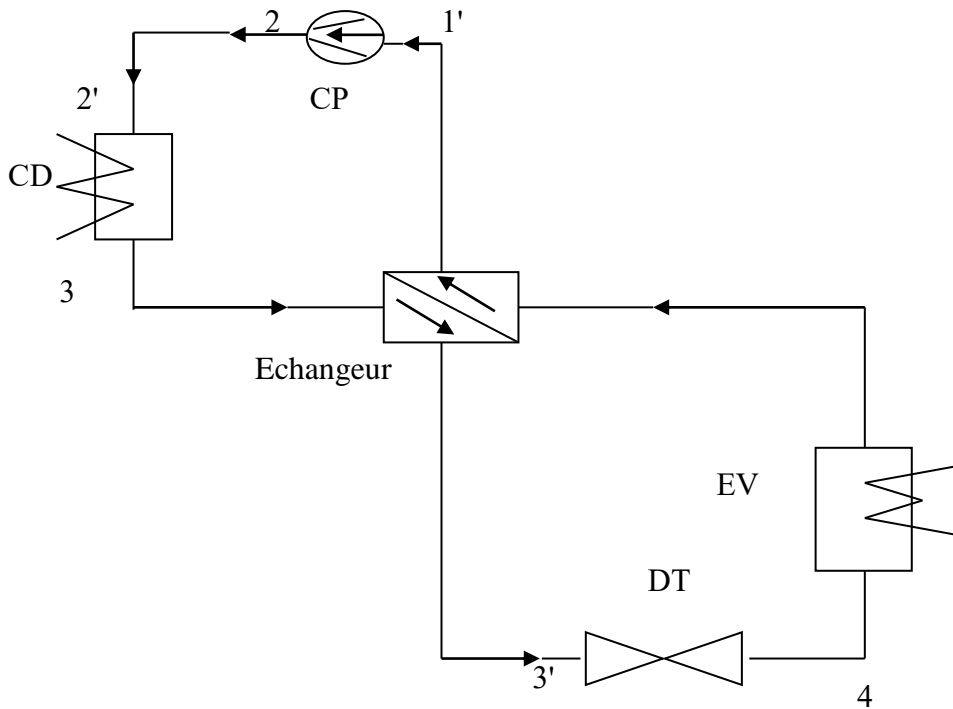
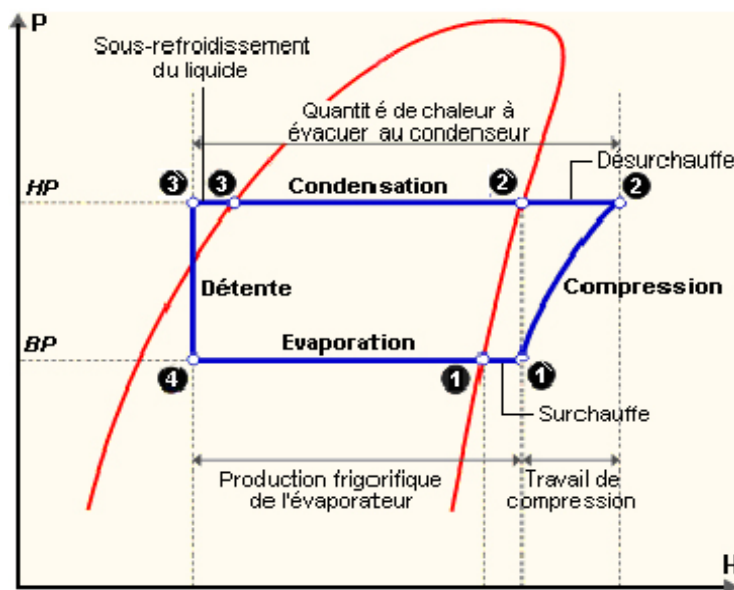


Fig.VII.1: Schéma de l'installation frigorifique

b) Cycle frigorifique



FigVII.2 : Cycle frigorifique

Légende

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

c) Calcul thermodynamique

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

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

3- Puissance frigorifique volumique de vapeur $q_{ov} = \frac{q_{om}}{V_{1'}}$ KJ/m³

4- Débit massique $Q_m = \frac{\Phi_o}{q_{om}}$ KJ/s

5- Débit volumétrique $Q_v = \frac{\Phi_o}{q_{oV}}$ M³/s

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

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

8- 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 congélation

a) Conditions de travail

Température d'évaporation

$$t_0 = t_i - \Delta t \quad ; \quad \Delta t = (6 \sim 12)^\circ\text{C}; \text{ on prend: } \Delta t = 7^\circ\text{C}$$

$$t_0 = -18 - 7$$

$$t_0 = -25^\circ\text{C}$$

Température de condensation

$$t_c = t_e + \Delta t \quad ; \quad \Delta t = (8 \sim 15)^\circ\text{C}; \text{ on prend: } \Delta t = 12^\circ\text{C}$$

$$t_c = 30 + 12$$

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

Température de surchauffe

$$t_{sh} = t_0 + \Delta t \quad ; \quad \Delta t = (5 \sim 8)^\circ\text{C}; \text{ on prend: } \Delta t = 5^\circ\text{C}$$

$$t_{sh} = -25 + 5$$

$$t_{sh} = -20^\circ\text{C}$$

Température de sous-refroidissement

$$t_{sr} = t_c - \Delta t \quad ; \quad \Delta t = (4 \sim 7)^\circ\text{C}; \text{ on prend: } \Delta t = 4^\circ\text{C}$$

$$t_{sr} = 42 - 4$$

$$t_{sr} = 38^\circ\text{C}$$

Taux de compression

$$\tau = p_c / p_0$$

$$t_c = +42^\circ\text{C}; p_c = 19.04 \text{ bar}$$

$$t_0 = -25^\circ\text{C}; p_0 = 2.47 \text{ bar}$$

$$\tau = 19.50 / 2.47$$

$$\tau = 7.70$$

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

b) Cycle frigorifique de l'installation :

c) Paramètres de sortie

Tableau VII.1 : Paramètres de sortie de cycle frigorifique

Point	Pression (Bar)	Température (°c)	Volume massique (m ³ / kg)	Enthalpie (KJ/kg)	Etat du fluide
1	2.47	-25	0.0781	352.47	Vapeurs saturées
1'	2.47	-20	0.0803	356.74	Vapeurs surchauffées
2	19.50	55.45	0.0104	398.89	Vapeurs comprimées
2'	19.50	42	0.0092	380.43	Vap.sat. Désurchauffées
3	19.50	41.67	0,0010	262.54	Liquide saturé
3'	19.50	37.67	0,0010	255.92	Liquide sous refroidi
4	2.47	-25.33	0.0382	255.92	Liquide + vapeur

d) Calcul thermodynamique

• Travail mécanique du compresseur

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

$$w_m = 398.89 - 356.74$$

$$w_m = 42.15 \text{ kJ/kg}$$

• Puissance frigorifique massique

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

$$q_{0m} = 352.47 - 255.92$$

$$q_{0m} = 96.55 \text{ kJ/kg}$$

• Puissance frigorifique volumique

$$q_{0v} = q_{0m} / v_{1'}$$

$$q_{0v} = 96.55 / 0.080$$

$$q_{0v} = 1206.87 \text{ kJ/m}^3$$

• Débit massique

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

$$Q_m = 13.41 / 96.55$$

$$Q_m = 0,138 \text{ kg/s}$$

- Débit volumique de vapeur

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

$$Q_v = 13.41 / 1206.87$$

$$Q_v = 0,011 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Puissance théorique du compresseur

$$P_{th} = \dot{Q}_m \cdot w_m$$

$$P_{th} = 0,138 \times 42.15$$

$$P_{th} = 5.81 \text{ kW}$$

- Puissance du condenseur

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

$$\dot{Q}_{CD} = 0,138 \cdot (398.89 - 262.54)$$

$$\dot{Q}_{CD} = 18.81 \text{ kW}$$

- Coefficient de performance

$$\mathbf{COP} = q_{0m} / w_m = 94.91 / 42.63$$

$$\mathbf{COP} = 2.22$$

$$\mathbf{COP}_{MAX} = T_0 / (T_c - T_0) ; T_0 = t_0 + 273 = -25 + 273.15 = \mathbf{248.15}^\circ\text{K}$$

$$T_c - T_0 = (42 + 273.15) - 248.15 = \mathbf{67}^\circ\text{K}$$

$$\mathbf{COP}_{MAX} = 248.15 / 67$$

$$\mathbf{COP}_{MAX} = 3.70$$

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

Choix du groupe de condensation

C'est le type de compresseur le plus répandu ; la compression des vapeurs est obtenue par le déplacement d'un ou de Un groupe de condensation est un ensemble comprenant essentiellement un compresseur et son moteur électrique, un condenseur et un réservoir de liquide, le tout étant pré assemblé d'usine.

1. 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

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.

Compresseurs centrifuges

Ils sont des turbocompresseurs dans lesquels la compression résulte de la force centrifuge obtenue au moyen d'une roue à aubes.

Compresseurs volumétriques

Il existe plusieurs types de compresseurs volumétriques [13].

Compresseurs à pistons

Plusieurs pistons dans une capacité donnée (cylindre).

Compresseurs rotatifs

Ils sont 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.

Compresseurs à spirales

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

Compresseurs centrifuges

Un compresseur centrifuge est une turbomachine statique 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 transformée en pression dans un canal à section croissante appelée volute. [14]

Compresseurs à vis

On distingue deux types, mono-vis (mono-rotor) et à double-vis (bi-rotors).

Association Moteur-Compresseur

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

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 des ressorts pour éviter la transmission des vibrations.

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.

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. Les compresseurs à pistons alternatifs peuvent se retrouver suivant les trois configurations et le tableau suivant précise les applications associées [15].

Tableau VIII.1 : Caractéristiques des compresseurs à pistons

Type	Vitesse de rotation (tr/mn)	Volume balayé (m³/h)	Applications
Hermétique	3000	0.6 à 95	<ul style="list-style-type: none">• Froid ménager• Froid commercial• Climatisation
Semi hermétique	1500	3 à 180	<ul style="list-style-type: none">• Froid commercial• Semi industriel
Ouvert	500 à 1800	0.81 à 1700	<ul style="list-style-type: none">• Froid commercial• Semi industriel• Froid Industriel

Comparaison des principales caractéristiques des compresseurs

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

Tableau VIII.2 : Caractéristiques des différents types de compresseurs

Type	Pistons	Rotatif	Spirales	Vis	Turbo
Volume balayé (m ³ /h)	Jusqu'à 1500	350 à 5600	Faible 10 à 200	500 à 5000	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	<ul style="list-style-type: none"> • Ménager • Commercial • Industriel 	<ul style="list-style-type: none"> • Commercial • Industriel 	Commercial	Industriel	Industriel

2. 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

Condenseurs à air

- Condenseurs à air à convection naturelle
- Condenseurs à air à convection forcée

Condenseurs à eau

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

Tableau VIII.3 : Avantages et inconvénients de condenseurs

Type	Avantages	Inconvénients
Condenseurs à air	<ul style="list-style-type: none"> • Air disponible en quantité illimitée • Entretien simple et réduit 	<ul style="list-style-type: none"> • Coefficients globaux d'échange thermique relativement faibles • Plus imposants et plus lourds • Températures de condensation élevées dans les pays chauds
Condenseurs à eau	<ul style="list-style-type: none"> • Coefficients globaux d'échange thermique plus élevés • Plus compacts et moins encombrants à puissance égale • Températures de condensation stables et de bas niveau • Fonctionnement moins bruyant • Possibilité de récupération d'énergie 	<ul style="list-style-type: none"> • Gaspillage d'eau pour les condenseurs à eau perdue • Nécessité de mise en place d'un système de refroidissement de l'eau

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).

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 $15 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ et même inférieur à $10 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ pour les condenseurs à tubes lisses). Ils ne sont utilisés que pour des puissances à échanger très faibles (froid ménager : réfrigérateurs et congélateurs).

Condenseurs à air à convection forcée

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.

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 [16] [13].

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 ».

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

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.

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 de la calandre, un réservoir de liquide est alors nécessaire [16].

3. Choix des groupes de condensation

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

3.1. Chambre de congélation

3.1.1. Critères de choix

- Fluide frigorigère R404a
- Puissance requise : $\Phi_{\text{0eff}} = 13.41 \text{ kW}$
- Température ambiante : $t_{\text{amb}} = 30^\circ\text{C}$
- Température d'évaporation : $t_0 = -25^\circ\text{C}$

3.1.2. Groupe choisi

- Type S9 -3DS- 100X
- Puissance frigorigère $\Phi_0 = 13.55 \text{ kW}$
- Puissance absorbée $P = 9,30 \text{ kW}$

Remarque

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

Choix de l'évaporateur

1. Choix des évaporateurs

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

2. Chambre de congélation

2.1. Critères de choix

- Puissance requise $\phi_{0req} = 13,55 \text{ kW}$
- Température ambiante $t_{A1} = -18^\circ\text{C}$
- Température d'évaporation $t_0 = -25^\circ\text{C}$
- Différence de température $\Delta T = 7^\circ\text{C}$
- Degré hygrométrique $\phi_i = 85 \%$

2.2. Puissance nominale requise

- Coefficient d'hygrométrie $C_Q = 1.05 / 1.04 = 1$
- Coefficient de correction de Δt $C_{DT} = 7 / 7 = 1$
- Coefficient fluide frigorigène $C_{FF} = 1 / 1 = 1$
- Coefficient matériaux de l'ailette $C_{MA} = 1 / 0.93 = 1.03$

Exprimée dans les conditions standards (SC3), la puissance requise ϕ_{0req} devient

$$\phi_{nreq} = \phi_{0req} = 13.95 \text{ kW}$$

2.3. Evaporateur choisi

- Modèle **SKB13E**
- Puissance nominale $\phi_n = 15,29 \text{ kW}$

Annexes

- Coefficients de sélection
- Exemple de sélection
- Descriptifs
- Caractéristiques techniques (SKB...R , SKB..E,)

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 sans qu'il n'y ait 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 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 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)

Tableau X.1 : 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

Tableau X.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"	8,00	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
- Rugosité
- 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

Il existe trois types ;

- 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. Le 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)

Tableau X.3 : Diamètre du tube et Longueur du coude

Diamètre du tube en (pouce)	Longueur du coude à 90° (m)
3/8"	0,22
1/2"	0,30
5/8"	0,35
3/4"	0,42
7/8"	0,50
1"1/8	0,60
1"3/8	0,80
1"5/8	0,90

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 bar)

5. Application sur la chambre de congélation

5.1. Dimensionnement des tuyauteries

- Tuyauterie de liquide : Ø_{ext} = (3/4)"

Vérification de la vitesse d'écoulement

$$w = Q_v / S$$

$$Q_v = Q_m \times v_3$$

$$Q_v = 0,138 \times 1,02 \cdot 10^{-3} = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

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

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

$$w = 1,3 \cdot 10^{-4} / 2,1 \cdot 10^{-4}$$

$$w = 0,59 \text{ m/s}$$

$w \in [0,3, 1,2] \text{ m/s}$: Diameters accepter

- **Tuyauterie d'aspiration : $\varnothing_{\text{ext}} = (15/8)''$**

Vérification de la vitesse d'écoulement

$$w = Q_v / S$$

$$Q_v = Q_m \times v_1'$$

$$Q_v = 0,138 \times 0,08033 = 0,0104 \text{ m}^3/\text{s}$$

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

$$S = 3,14 \times (32,13 \times 10^{-3})^2 / 4 \quad S = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$w = 0,01 \cdot 10^{-2} / 1,1 \cdot 10^{-3}$$

$$w = \mathbf{9,09 \text{ m/s}}$$

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

5.2. Appareils annexes

Dans cette chambre on a

- Filtre déshydrateur
- Voyant de liquide
- Electrovanne

5.2.1. Filtre déshydrateur

Critères de choix

- Puissance $\varnothing_0 = 13.55 \text{ Kw}$
- Température liquide $t_{\text{liq}} = 38^\circ\text{C}$
- Température d'évaporation $t_0 = -25^\circ\text{C}$
- Diamètre extérieur $\varnothing_{\text{ext}} = 3/4''$

Puissance nominale requise

$$\Phi_{\text{nreq}} = \Phi_0 \times K_t$$

Avec $K_t = 1,30$

$$\Phi_{\text{nreq}} = 13,55 \times 1,30$$

$$\Phi_{\text{nreq}} = 17,61 \text{ kW}$$

Filtre choisi

- Modèle FDB-307S (7/8)
- Code № 059328
- Puissance nominale $\Phi_n = 43,1 \text{ kW}$
- Perte de charge $\Delta P = 0,07 \text{ bar}$

5.2.2. Voyant de liquide

Critères de choix

- Diamètre extérieur $\Phi_{\text{ext}} = 7/8''$

Voyant choisi

- Modèle AMI-1TT7
- Code № 805656

5.2.3. Vanne Électromagnétique

Vanne 02 voies

Critères de choix

- Puissance $\Phi_0 = 13,55 \text{ KW}$
- Température liquide $t_{\text{liq}} = 38^\circ\text{C}$
- Température d'évaporation $t_0 = -25^\circ\text{C}$
- Diamètre extérieur $\Phi_{\text{ext}} = 3/4''$
- Perte de charge prévisionnelle $\Delta P_{\text{pré}} = 0,05 \text{ Bar}$

Puissance nominale requise

$$\Phi_{\text{nreq}} = \Phi_0 \times K_t \times K_{\Delta P}$$

$$K_t = 1,24$$

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

$$\phi_{nreq} = 13,55 \times 1,24 \times 1,73$$

$$\phi_{nreq} = 29,06 \text{ kW}$$

Vanne choisie

- Modèle 240RA9T7
- Code № 801162
- Puissance nominale $\phi_n = 52,9 \text{ Kw}$
- Perte de charge $\Delta P_{eff} = \Delta P_{pre} \times (\phi_{nreq})^2 / (\phi_n)^2 = 0,05 \times 29,06^2 / 52,9^2$

$$\Delta P_{eff} = 0,015 \text{ bar}$$

5.2.4. Echangeur de chaleur

Selon la chambre pour R404a, le HE 8,0 convient car sa courbe se situe au-dessous du point d'intersection des lignes passant par respectivement ;

$$\phi = 13,55 \text{ kW et } t_0 = -25^\circ\text{C}$$

L'échangeur de chaleur choisi est comme suite

Tableau X.4 : Caractéristiques techniques et montage de l'échangeur de chaleur

Type	Code N°	Raccordement	Diamètre liquide	Diamètre aspiration
HE 8,0	015G0010	Abrasé	5/8	15/8

5.3. Calcul des pertes de charge

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

Perte de charge répartie

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

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

$$\ell_{geo} = 4,25 \text{ m}$$

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

$$\Delta P_r = 0,03 \times 4,25 \times 0,59^2 / (2 \times 16,92 \times 10^{-3} \times 0,001)$$

$$\Delta P_r = 0,044 / 0.0000338 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_r = 1301.77 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_r = 0.013 \text{ Bar}$$

Perte de charge singulière

On a 3 coudes de 90°

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

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

$$\xi = 0.176 \text{ Par interpolation}$$

$$DP_s = (0,176 \times 3) (0,49)^2 / 2 \times 0.001$$

$$DP_s = 91,5 \text{ Pa}$$

$$DP_s = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ Bar}$$

- Perte de charge par dénivellation

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

$$= g \cdot h / v_3$$

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

$$\Delta P_d = 9,81 \times 2 / 0,001$$

$$\Delta P_d = 19,62 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_d = 0,19 \times 10^{-4} \text{ Bar}$$

- Perte de charge due aux accessoires

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

$$= 0,07 + 0,015 + 0$$

$$\Delta P_{acc} = 0,085 \text{ Bar}$$

- Perte de charge totale

$$\Delta P_T = 0,013 + 9,1 \times 10^{-4} + 0,19 \times 10^{-4} + 0.085$$

$$\Delta P_T = 0,098 \text{ Bar}$$

5.4. Vérification du flash-gaz

Pression en amont du détendeur

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

$$P_{DT} = 19,04 - 0,098 = 18,94 \text{ Bar}$$

Température de saturation (pour $P_{DT}=18,94$ Bars) : $t_{sat} = 41,78^\circ\text{C}$

$$Dt_{sr} = t_c - t_{sat} = 42 - 41,78 = 0,22^\circ\text{C} < 5$$

Donc il n'y aura pas de flash-gaz

Annexes

- Axonométrie
- Pages de choix : Filtres dés hydrateurs (Séries FDB)
- Caractéristiques techniques et montage (Séries FDB)
- Tableau des facteurs de correction pour dés hydrateurs
- Page de choix : Voyant liquide indicateur d'humidité Série AMI
- Guide de sélection des électrovannes
- Page de choix : Bobines ASC
- Page de choix : Vannes électromagnétiques 2 voies Séries 110, 200, 240
- Facteurs de correction pour les vannes électromagnétiques

Axonométrie

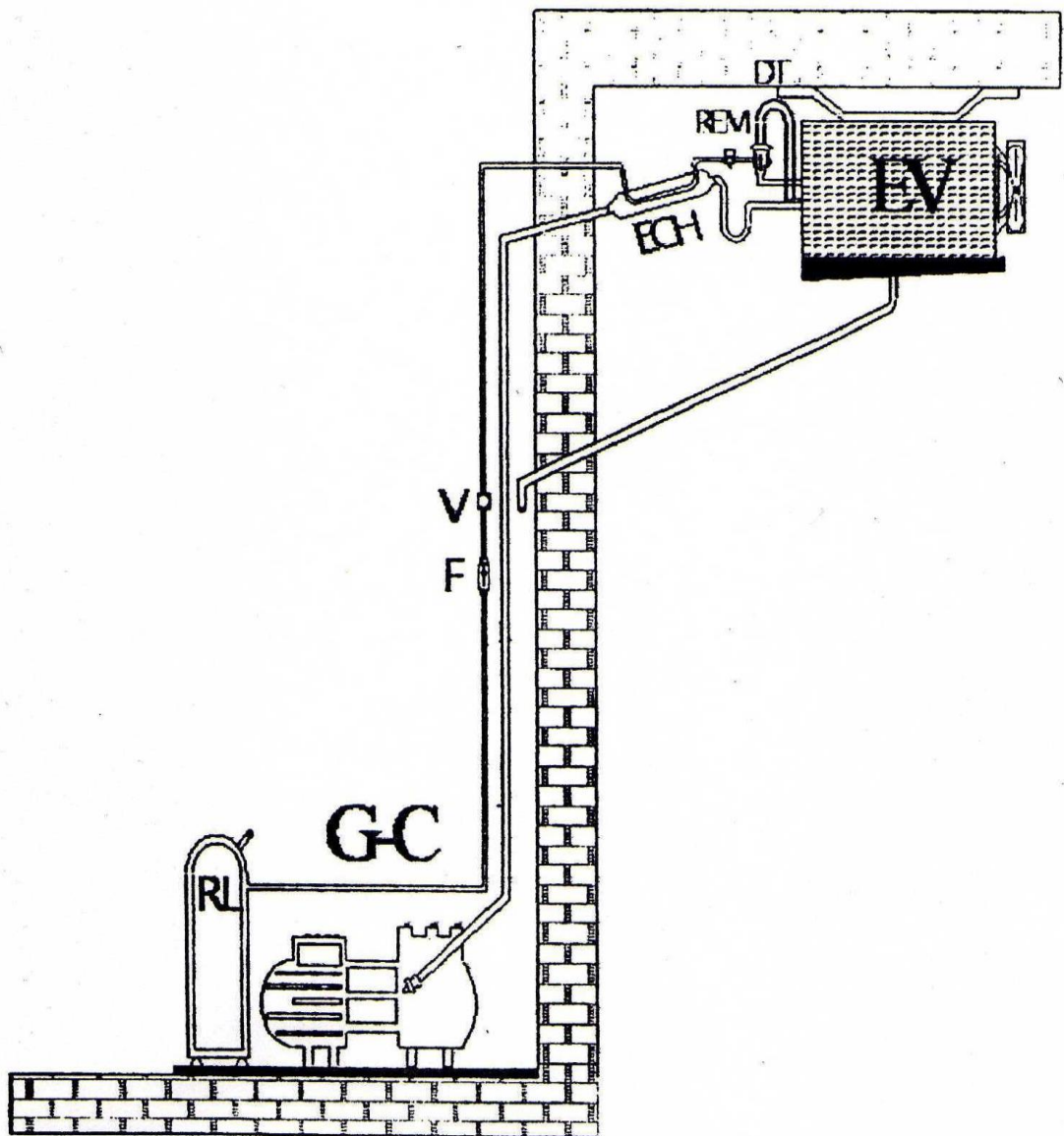


Fig. X.1: Emplacement du groupe de la chambre de congélation

Choix du détendeur

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".

1. 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].

a) Tubes capillaires

Ce sont des tubes de cuivre de longueur variable (de 1 à 7 m environ) et dont le diamètre intérieur varie entre de 0.6 à 2 mm. C'est un 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.

b) Détendeurs thermostatiques

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.

❖ 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].

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, si : $F_2 = f_2 + f_2'$

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

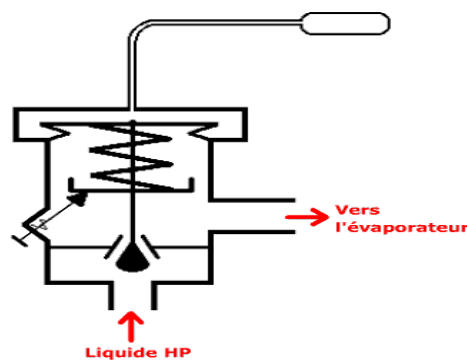


Fig. XI.1: détendeur à égalisation de pression interne

❖ 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 nappes.

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

- $F_1 = F_2 \Rightarrow$ équilibre

- $F_1 < F_2 \Rightarrow$ le détendeur ferme

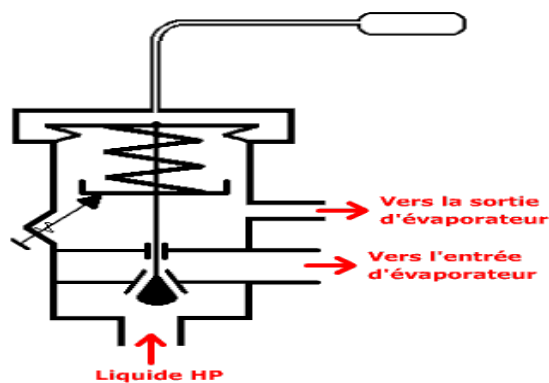


Fig. XI.2: détendeur à égalisation de pression externe

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.

Pompage du détendeur :

Le détendeur est réglé initialement pour assurer une surchauffe de 7 °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.

Montage du détendeur thermostatique

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.

Montage de l'égalisation de pression :

L'égalisation de pression doit toujours être montée en aval du bulbe.

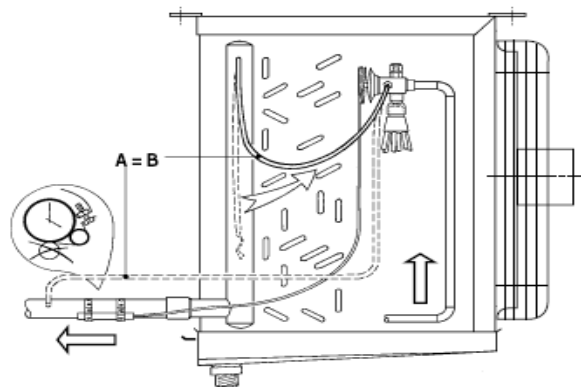


Fig. XI.3: Montage du détendeur thermostatique

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 réparation satisfaisante du liquide, les chutes de pression dans les différents capillaires et serpentins de l'évaporateur doivent être égaux.

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.

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)
- Autosurveillance 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.

2. 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

$$\phi_{\text{req}} = \phi_{\text{EV}} \times K_t \times K_{\Delta P}$$

ϕ_{req} : Puissance nominale requise du détendeur

ϕ_{EV} : Capacité d'évaporation (puissance de l'évaporateur)

K_t : Facteur de correction fonction de la température d'évaporation et du liquide

$K_{\Delta P}$: Facteur de correction (fonction de la chute de pression dans le DT)

Chute de pression dans le détendeur

$$\Delta P_{\text{det}} = P_c - (P_0 + \Delta P_1 + \Delta P_{\text{dist}} + \Delta P_{\text{EV}})$$

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

2.1. Choix des détendeurs

Chambre de congélation

Critère de choix

- Puissance de l'évaporateur $\phi_{\text{EV}} = 15,29 \text{ kW}$
- Fluide frigorigène R404a
- Température de liquide $t_{\text{liq}} = 38^\circ \text{C}$
- Température d'évaporation $t_0 = -25^\circ \text{C}$

Chute de pression requise

$$\Delta P_T = P_c - (P_0 + \Delta P_{tot} + \Delta P_{ev})$$

$$\Delta P_T = 19,04 - (2,47 + 0,098 + 0,5) = 15,97 \text{ Bars}$$

Puissance nominale requise

$$\phi_{nreq} = \phi_{EV} \times K_t \times K_{\Delta p}$$

$$K_t = 1,82$$

$$K_{\Delta p} = 0,80$$

$$\phi_{nreq} = 15,29 \times 1,05 \times 0,80$$

$$\phi_{nreq} = 12,84 \text{ kW}$$

Détendeur choisi

- Modèle TCLE 400 SW
- Puissance nominale 15,7 kW
- Mécanisme d'orifice X22440-B5B

Détendeur choisi

- Modèle TCLE 900 MW
- Puissance nominale 37,2 kW
- Mécanisme d'orifice X22440-B8b

Conclusion

Une revue sur l'historique sur le froid industriel a été revue et l'effet positif de la congélation sur la durée de vie des aliments telle que la viande.

La ville de Bejaia, ville touristique où la demande de la viande ne cesse de s'accroître surtout dans la période estivale.

Un bilan thermique des pertes thermiques à travers les parois, plafond, parterre, la matière à congeler, l'éclairage et les agents de service.

Une revue sur des fluides frigorigènes amis de l'environnement a été faite en détaillant les caractéristiques et leurs propriétés physiques des R134a et R404a. Le R404a a été retenu vu ses qualités en domaine de congélation.

Ainsi que le choix de l'évaporateur, le groupe de condensation, le détendeur et tous les accessoires nécessaires, tels que la tuyauterie, la résistance de dégivrage.

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 congélation de la viande.

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, « Risques chimique », ED 969.
- [11] Wilbert. F. Stoecker, « Industrial Refrigeration Handbook », McGraw-Hill Professional, 2010.
- [12] Andrew D. Althouse, Carl H. Turnquist, Alfred F. Bracciano, and Daniel C. Bracciano, «Modern Refrigeration and Air Conditioning », Goodheart-Willcox, 2016.
- [13] Heinz P. Bloch, Fred K. Geitner «Reciprocating Compressors Operation and Maintenance», Gulf Professional Publishing 1996.
- [14] Royce N. Brown, « Compressor Handbook: Principles and Practice », McGraw-Hill Professional, 2001.
- [15] L. CUVELIER-Comprimer l'air, « 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 J. Dossat, Thomas J. Horan, «Principles of Refrigeration », Pearson, 2001.
- [18] M^f Daniel Collin, « Applications frigorifiques ». Dunod, 1984.
- [19] M^f André 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, (<https://www.inrs.fr>).

Catalogues

- DWM COPELAND
- FRIGA-BOHN
- ALCO CONTROLS
- SCHNEIDER Electric
- DANFOSS

Résumé

La congélation de la viande dans les villes côtières joue un rôle primordial vu l'augmentation de la demande et surtout dans la période estivale. L'isolation thermique, le tonnage, les bilans thermiques ont été étudiés et déterminés. A cet effet une étude d'une chambre froide à température négative a été faite. Un fluide frigorigère respectant l'environnement et ayant des caractéristiques thermo-physiques a été choisi ainsi que tous les composants de la chambre ont été sélectionnés.

Abstract

Freezing meat in coastal cities plays a crucial role given the increasing demand, especially during the summer period. Thermal insulation, tonnage, and thermal balances have been studied and determined. To this end, a study of a cold room at negative temperature was conducted. An environmentally friendly refrigerant with thermo-physical characteristics was chosen, and all the components of the chamber were selected accordingly.

المخلص

يلعب تجميد اللحوم في المدن الساحلية دورا مهما نظرا لزيادة الطلب عليها، وخصوصا خلال فترة الصيف. لهذا الغرض تمت دراسة وتحليل العزل الحراري والحمولة والتوازنات الحرارية وتحديدها، وتم إجراء دراسة لغرفة باردة في درجة حرارة سالبة. تم اختيار جميع مكونات الغرفة وفقا لذلك.