الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DR. YAHIA FARES DE MEDEA

FACULTE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

Département du Génie de la Matière
Filière de Génie Mécanique



Mémoire de Fin d'Études

Présenté pour l'obtention du Diplôme
de Master en Génie Mécanique

Option : Energie Et Froid Industriel

THEME

Etude et dimensionnement d'un entrepôt frigorifique

Proposé et dirigé par,

Pr. Abudura Salam

Préparé et présenté par,

Mr. Guebbouh Ali

Mr. Mekki Mohamed elamine

Résume

L'objectif de ce mémoire est l'étude d'un entrepôt frigorifique situe de Médéa pour la conservation et la congélation du poisson, pour ce faire, on calcule l'épaisseur d'isolation nécessaire selon les températures désirées et la puissance frigorifique à installer dans chaque chambre de l'entrepôt. Apres cela, on effectue un choix convenable du fluide frigorigène et de l'installation frigorifique du point de vue économique et environnementale. Apres avoir dimensionne les différents composants de l'installation, chaque composant sera ainsi sélectionne d'après les catalogues des fournisseurs disponibles sur le marché. Pour assurer un fonctionnement optimal et économique de l'installation.

Abstract:

The objective of this thesis is the study a cold store situated in Médéa for storage and freezing of fish, to do this, we calculate the thickness of insulation required according to the desired temperatures and cooling capacity to be installed in every room of the warehouse. After that, we make a suitable choice of refrigerant and the refrigeration plant economically and environmentally. After the various sized components of the installation, each component will be selected and according to supplier catalogs available on the market. To ensure optimum performance and cost of installation

ملخص:

الهدف من هده المذكرة هو دراسة مخزن للتبريد يقع في المدية لحفظ وتجميد الأسماك. من أجل ذلك نقوم بحساب سمك العزل اللازمة وفقا لدرجات الحرارة المطلوبة و طاقة التبريد الواجب توفيرها في كل غرفة في المستودع. بعد ذلك نقوم باختيار مائع التبريد و التجهيز الأنسب من الناحية الاقتصادية و البيئية. بعد تثبيت أحجام المكونات المختلفة للوحدة سيتم اختيار كل عنصر وفقا لكتالوجات المورد المتاحة في السوق. لضمان أفضل أداء وتكلفة للتجهيز.

sommaire

Introduction**…….....1**

1- L'historique de froid…….....1

2- Notion de froid…….....2

3- Les moyens de production de froid…….....2

CHAPITRE I : DESCRIPTION DU PROJET**…….....3**

I-1 Description du projet……...…..….....3

I-2 Description et situation des chambres……...…….....3

I-3Données physiques et climatiques…….....3

I-3-1Données climatiques extérieures et intérieures…..…….....3

a) données climatiques extérieurs…….....3

b) *données climatiques intérieures* …….....4

I-4 Présentation du produit à conserver……..... 4

I-4-1 Propriétés physiques des produits à entreposer ……....5

I .4 .2 tonnage des denrées ……5

I.5 La manutention ……6

a) les palettes ……...……6

b) *chariot gerbeurs :*…….....7

I.6 Choix de système de stockage ……7

CHAPITRE II: ETUDE DE L'ISOLATION THERMIQUE.....**10**

II.1. Introduction……..……..……10

II.2. Etude de l'isolation ……...……10

II.2.1 : La position de l'ossature……...……10

II.2.2 Choix de l'isolation.....11

a) Généralités sur les isolants.....11

B) Propriétés et choix de l'isolation.....12

II.2.3 Composition des différentes parois.....14

a) Paroi extérieure……..……14

b) Parois intérieur et plafonds……15

C) Le plancher…… ……..15

d) Les portes……..16

II.2.4 Détermination des épaisseurs des isolants et les coefficients globaux de transfert de chaleur ……17

a)L'évolution de l'écart de température ……17

b)Données de calcul……...17

c)Calcul de la résistance thermique de la tôle R_{tole} ……...18

II.2.5 Méthode de calcul…….18

II.2.6 Calcul de coefficient global de transfert de chaleur des portes…….21

CHPITRE III : CALCUL DU BILAN FRIGORIFIQUE……...**22**

III.1. Introduction……22

III.2. Donnée de base de calcul……..…22

III.3. Eléments constitutifs du bilan frigorifique……..22

III.3.1.Apports par transmission……23

a) Apports externes ……23

b) Apports internes ……...…24

III.3.2.Apports par renouvellement d'air…….…27

III.3.3.Apports par ouverture des portes …...……..30

III.3.4.Apports par éclairage…….32

III.3.5 Apports par due aux personnes…….33

III.3.6 Apports due à l'introduction des denrées……..……..34

III.3.7 Apports matériel roulant……..36

III.4 Puissances frigorifique de l'évaporateur……..37

III.4.1 Sélection provisoire des évaporateurs…….38

III.4.2 Apports par ventilateurs…….40

III.4.3 Apport par dégivrage…….40

III.4.4 Puissance frigorifique a installée……41

III.5 Choix du fluide frigorigène ……...43

III.5.1 Généralités sur le R404A ……...43

III.6choix des éléments de l'installation……..……...43

III.6.1 : choix des compresseurs……..43

III.6.1.1 Rôle du compresseur ……43

III.6.2 : choix des condenseurs ……..44

III.6.2.1 : Généralités …….44

III.6.2.2 Rôle du condenseur …….44

III.6.3Choix des évaporateurs……44

III.6.3.1Généralités ……44

III.6.3.2Rôle de l'évaporateur ……...44

III.7 Choix des détendeurs thermostatiques …….. ..45

III.7.1 Rôle……45

III.7.2 nécessite fonctionnelle …….45

III.7.3 principe de fonctionnement ……45

Conclusion…….. 49

Tableau	Titre	Page
Tab I-1	**donnant les paramètres climatiques de la zone B**	4
Tab I-2	**donnant les conditions d'entreposage.**	4
Tab II-1	**Composition et caractéristiques de parois extérieures**	14
Tab II-2	**composition et caractéristiques de parois intérieures et des plafonds**	15
Tab II-3	**composition et caractéristiques du plancher**	16
Tab II-4	**composition et caractéristiques des portes**	16
Tab II-5	**valeurs des majorations de température extérieure suivant l'orientation des paresis**	17
Tab II-6	**récapitulatif des valeurs de ($K_{réel}$) et ($eiso_{th}$)**	21
Tab II-7	**récapitulatif des coefficients globaux de transfert de chaleur des portes**	21
Tab III-1	**la difference de temperature equivalent maximale**	24
Tab III-2	**Recapitulative des apports externs par transmission**	25
Tab III-3	**Donnant les apports internes dans les chambres**	26
Tab III-4	**Donnant les apports totaux par transmission**	27
Tab III-5	**donnant les apports par renouvellement d'air**	29
Tab III-6	**Apports par ouverture des portes**	32
Tab III-7	**Récapitulatif des apports par éclairage**	32
Tab III-8	**la quantité de chaleur dégagée par le personnel en fonction de la température**	33
Tab III-9	**Récapitulatif des Apports par due aux personnes**	34
Tab III-10	**donnant les apports par introduction des denrées**	36
Tab III-11	**les rapports par ventilateur**	40
Tab III-12	**les apports par dégivrage**	41
Tab III-13	**Récapitulatif du bilan thermique (puissance frigorifique)**	42

Introduction

1/ L'historique de froid :

L'homme, dès son apparition sur terre, a dû constater que ses aliments conservaient mieux en hiver qu'en été, il a de tout temps essayé de tirer profit des possibilités offertes par la nature et les ressources terrestres notamment la terre, la flore et la faune.

Si aux premiers âges de l'humanité, l'homme s'est contenté d'utiliser les ressources à l'état brut, au fil des siècles il a pu, grâce à son génie « domestique » les animaux, l'eau, le feu et le froid, et penser que si l'on pouvait artificiellement obtenir en été des températures hivernale, la conservation, de ses aliments serait obtenue dans la même condition qu'en hiver.

Il semble que les égyptiens ont été les précurseurs dans le domaine de la transformation, rudimentaire faut-il le préciser, de l'eau en glace: ils plaçaient des récipients plats sur le toit de leurs maisons dès la tombée de la nuit, grâce aux amplitudes thermiques et à ses propriétés, l'eau se refroidissait et se transformait en glace.

Quand a –t-il songé à prélever en hiver la glace naturelle, à la conserver, puis à l'utilisation pour éviter l'altération de ses aliments. On peut par contrer affirmer que dans la Rome antique, ces prélèvements de glace étaient courants et que, gardée dans les grottes ou des carrières, cette glace servait ensuite, le moment venu à la conservation des denrées.

Ce n'est qu'en 1805 que la première machine frigorifique est imaginée par un américain du nom d'EVANS. Mais, c'est un autre américain du nom de PERKINS qui réalise, à Londres, le premier circuit frigorifique avec de l'éther comme fluide frigorigène.

Depuis, et compte tenu de l'augmentation des besoins de stockage et de conservation des produits notamment agro-alimentaires, des progrès remarquables ont été faits en matière d'invention et de fabrication de machines frigorifiques et de conservation.

En effet, et peu avant la première guerre mondiale, les réfrigérateurs électriques apparurent, optimisant l'action de la glace. Cette dernière doit son efficacité calorifique élevée : 333.1KJ/KG. La présence de sels en solution dans l'eau abaisse sa température de fusion de plusieurs degrés. Les denrées alimentaires maintenues à cette température, où légèrement au-dessus, voit leur durée de vie accrue.

Deux types de machines frigorifiques sont actuellement les plus répandus à travers le monde : la machine à compression mécanique, de loin la plus utilisée et la machine à absorbation pouvant fonctionner sans électricité, avec du gaz butane ou à l'énergie solaire.

2/ Notion de froid :

C'est la sensation que fait éprouve l'absence, la perte ou la diminution de la chaleur. Par comparaison, le froid est à la chaleur ce que l'obscurité est à la lumière. Froid et obscurité sont des termes négatifs. Ils indiquent simplement l'absence ou la diminution, soit de la chaleur, soit de la lumière.

Lorsque deux corps sont en présence, la chaleur va toujours du corps chaud au corps froid, l'échange de chaleur ne cessant que lorsque les deux corps sont à la même température. La température, c'est le niveau auquel la chaleur (énergie calorifique) se trouve dans un corps. Elle caractérise l'action la plus ou moins énergétique de la chaleur sur nos sens. C'est la température qui nous permet de dire qu'un corps est plus ou moins chaud qu'un autre.

3/ moyen de production de froid :

a) mélanges réfrigérants

b) détente d'un gaz comprimé

c) évaporation d'un liquide pur ou d'un mélange

Remarque :

Dans le présent mémoire, on emploie le troisième moyen car il reste le seul utilisé pour les besoins industriels en réfrigération, congélation et conditionnement d'air.

Chapitre I : Destination et conception des chambres froides

I-1 Introduction :

Une chambre froide, c'est un local qui est isolé thermiquement et équipés d'une machine frigorifique permettant de maintenir un lot de marchandises à une température constante et définie inférieure à la température extérieur, c'est-à-dire la chambre froide est destinée à la conservation par le froid des produits alimentaires comme dans notre étude : les fruits et les légumes.

I-2 situations et description des chambres :

Notre projet consiste à l'étude de deux chambres froides à un seul niveau (étage) situé dans la région de Médéa, pour la conservation et la congélation du poisson.

- La première chambre pour le stockage des poissons a la température 1°C.
- La deuxième tunnel pour la congélation rapide des poissons a la température –40°C .
- La S.A.S (salle avant stockage) qui est destinée au séchage des produits entreposés avant leur introduction dans les chambres froides.

I-3 données climatiques et physiques :

I-3-1données climatiques intérieures et extérieures de base :

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

a) données climatiques extérieurs :

Les paramètres climatiques extérieurs qui rentrent dans le calcul du bilan frigorifique sont :

- la température extérieure de base.
- l'humidité relative de base.
- la température humide.
- la vitesse du vent.

Les paramètres dépendant essentiellement du site. Dans notre cas et pour la région de Médéa qui est dans zone climatique B, les données pour la période estival sont[1] :

T° : de base de l'été(T_b) (°C)	**Humidité relative (φ) (%)**	**T° : humid (T_h) (°C)**	**Vitesse du vent(V) (m/s)**
+37	28	22,5	5-7

Tableaux (I-1) donnant les paramètres climatiques de la zone B

b) données climatiques intérieures :

Les légumes et les fruits soumis au froid subissent des modifications importantes d'ordre de point :

- physique : consistance, poids, couleur, gout et odeur.
- Microbiologique : bactéries, transpiration, moisissures.
- Chimique : dégradation.

Le froid n'améliore pas les denrées, mais, il les conserve dans l'état où elles sont lorsqu'on place dans une chambre froide, il faut donc entreposer de denrées parfaitement saines. La chambre froide de conservation doit être à une température et une humidité relative optimale.

Ces conditions varient avec le produit et la durée de conservation.

I-4 présentation de produit à conserver :

On va présenter dans notre travail « poissons »

Les conditions d'entreposages sont regroupées dans le tableau suivant *:*

Destination	Temperature T (°C)	Humidité relative**(%)**	Vitesse de lair (m/s)	Durée d'entreposage
Chamber 01	+1	85	2	3-5 semaines
Tunnel	-40	90	1,5	24 heurs
S.A.S	8	80	1	-

Tableau (I-2) donnant les conditions d'entreposage.

I-4-1 Propriétés physiques des produits à entreposer :

Les apports du à l'introduction des denrées dépendent de deux paramètres :

- La quantité journalière introduite.
- Les propriétés physiques des produits à entreposer

Dans le cas de poissons, les propriétés physiques sont représentées dans le tableau suivant :

Nature des denrées	Chaleur massique (kJ/kg)		Chaleur latente	Degré hygrométrique	Tendance A l'aséchement	Mouvement de l'air	Températures Recommandées Pour conservation		Durée Maximale de stockage
	Av congélation	AP congelation					Court durée ou détail	Longue Durée Au gros	
Poisson frais	3.430	1.800	255 .285	90	B	V	0/+1	-1 et dessous	-

Tableau (I-3) donnant les propriétés physique des produit

I .4 .2 tonnage des denrées :

Un tonnage défini de marchandise occupe un certain volume dit « volume utile », le volume utile d'une chambre froide est déterminé par la masse maximale des denrées pouvant être stockées, en même temps, a partir des densités utiles d'entreposage, des caractéristique des denrées, du mode de gerbage et éventuellement du type d'emballage.

Le volume utile de chambre froide est donné par la relation suivante :

$$Vu = Su.Hu \quad \{m^3\}$$

Su : Surface utile de la chambre en {m²}

Hu : La hauteur de la chambre en {m}

$Su = Sb.K1$ $\{m^2\}$

Sb : Surface brute de la chambre en$\{m^2\}$

$K1$: Coefficient qui tient compte de l'espace libre a conservation le long des parois pour assurer une bonne circulation de l'air

$K1$ =0 ,7

$Hu = H.K2$

H : La hauteur de la chambre {m}

$K2$: Coefficient qui tient compte des obstacles au voisinage du plafond et réservoir un espace entre le piles et les plafonds pour assure une bonne circulation de l'air.

$K2$ =0 ,8

Exemple de calcul : chambre 01 (T=+1)

L=15m l=10m H=6m

$Vu = Su.Hu$

$$Su = Sb.K1 = (15.10).0{,}7$$

$Su = 105m^2$

$$Hu = H.K2 = 6.0{,}8$$

$Hu = 4{,}8\ m^2$

$$Vu = 105.4{,}8 = 504\ m^3$$

I.5 La manutention :

Introduction

Dans les entrepôts actuel, la quantité de marchandises entreposes exige une mécanisation bien spéciale et particulière de l'activité de manutention. Dant notre entrepôt on utilise des chariots élévateur bidirectionnels pour le transport et la manutention et des palettes en bois surmontées dans des piles, comportent des caisses en carton pour l'entreposage. En empilant les palettes l'une au-dessus de l'autre, les dimensions sont des multiples de celles des palettes, compte tenu des espaces entre palettes et le long des parois, ainsi que des allées de circulation dont la largeur et déterminée par le type de chariot élévateur utilisé.

a) Les palettes :

Les palettes sont de simples planchers en boit de forme rectangulaire ou carrée.

- Dimension usuelles : (100×120) cm.
- Hauteur de la palette chargée : 1,8m (y compris 0,15m d'épaisseur de palette).
- L'adjonction de rehausse métallique, d'ailleurs amovible (convertisseurs de charge) permet de garde deux palette, la hauteur de gerbage d'une pile est alors de 3,6m

B) **chariot gerbeurs :**

Pour effecteur le gerbage des palettes, on utilise des chariots élévateurs bidirectionnelles, leur conception leurs permet de circuler dans allées de circulation réduite à 1,5m. on peut aussi les équiper de fourches télescopiques utilisable dans des papetiers susceptibles de recevoir deux palettes en profondeur dans un même alvéole : on obtient aussi une bonne densité d'entreposage.

I.6 Choix de système de stockage :

Modèle : en cartons disposes sur des palettes

L'emplacement des piles doit assure une circulation de l'aire froid autour des denrées à entrepose. Ce mode est utilisé pour la chambre 1, le poisson sont placer dons des caisses en carton disposes sur des palettes. Pour assurer le gerbage dans cette chambre des allés sont nécessaires, la largeur dans ces allés dépend du type d'équipement de manutention et de volume. Les caractéristiques techniques de ce mode de stockage :

- Dimension de palette (1×1 ,2)
- Dimension de carton (0,6×0,32×0,15)
- La masse nette dans chaque carton 23Kg de poissons
- Dans chaque palette en peut poser 60 cartons
- La distance entre deux rangées de cartons est de 2 cm
- La distance mur palette est 0,4m
- La distance entre deux palettes est 0,2m
- La distance entre deux rangés de palettes est 1,6m

Exemple de calcule :

En tenant compte du volume utile de la chambre, en peut réaliser le stockage des poissons disposés en carton disposes sur palette de la façon montres dans figure suivante :

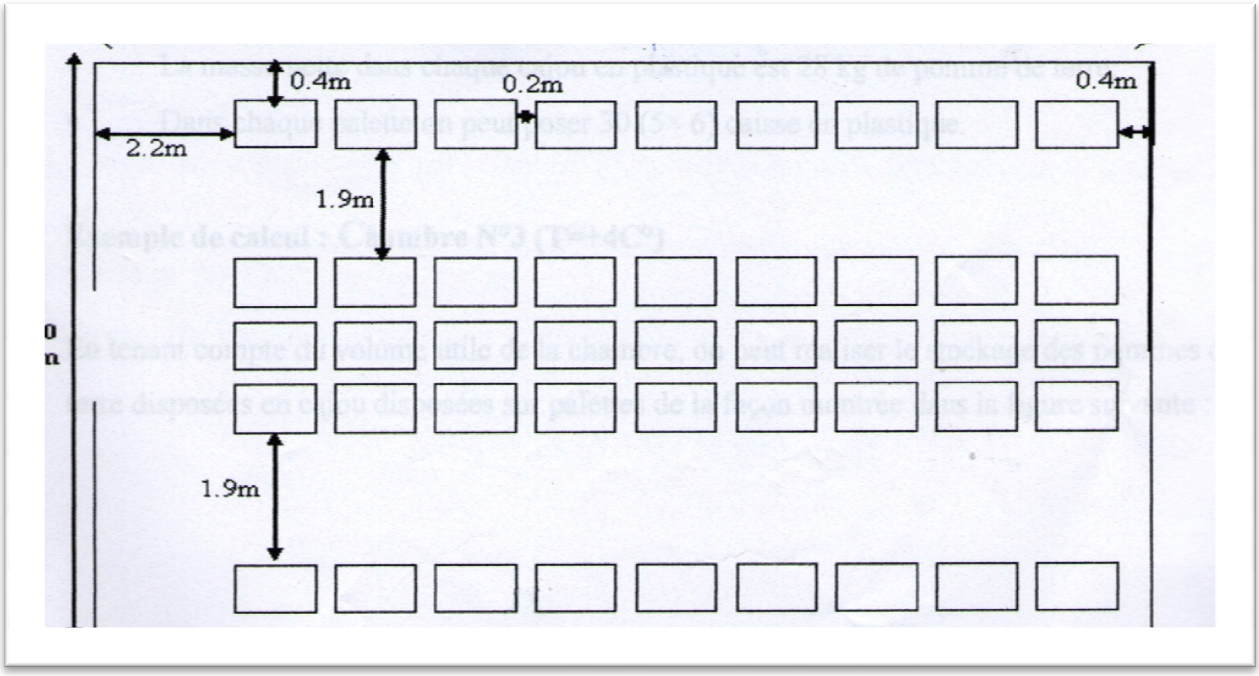


Figure : Emplacement des piles dans la chambre de stockage N °1

A partir de cette réparation des piles en aura une bonne circulation de l'air, d'où la circulation

Le nombre totale des piles dans la chambre froid est donc n=5.9=45

Chaque pile peut supporter deux palettes, et chaque palette peut contenir 66carton d'où le nombre de carton est :

N= 45×2×66=5940 carton

Chaque carton peut contenir 25Kg donc la capacité d'entreposage de la chambre est :

D=5940×25=148500Kg =148 ,5 tonnes

La quantité introduite chaque jour représenté (10-20) % l'entreposage de la chambre

Dj=0,15×148,5=22,275 tonnes/jour

Tunnel de congélation

Le principe de congélation consiste à disposer les poissons dons un courant d'air maintenu aux environs de -30 C° à -40 C° et une vitesse de l'ordre de 3m/s [2]. L'installation fonctionne avec un tapis roulant sur lequel son disposer les poissons à congeler (figure I.4)

La quantité journalière de tapis :

Les tunnel peut supporter 49Kg/m^2 [5]

La surface de tapis est : 2×15=30m^2

Donc la quantité journalière (24 heur) total est : surface×39Kg/m^2

A.N : Dj=30×39=1170 Kg/jour

Dj=1,17tonn/ jour

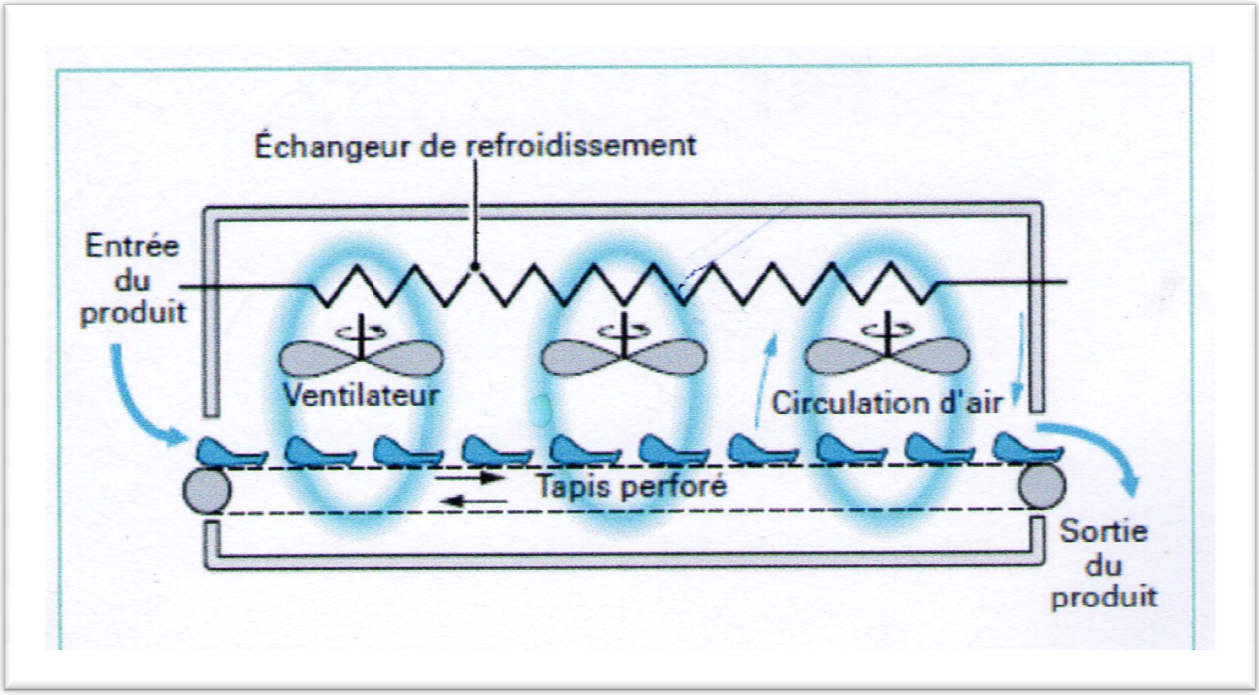


Figure : schéma d'un tunnel de congélation en continu

CHPITRE III: CALCUL DU BILAN FRIGORIFIQUE

III.1. Introduction

Le but de calcule du bilan frigorifique est la détermination et le dimensionnement des oranges constituant une installation frigorifique à partir de la puissance globule de chaleur à combattre dans la chambre froide, mais des fois les données nécessaire aux calcule frigorifuge ne sont pas claire.

D'où la nécessite d'établir une analyse plus approfondie du problème.

III.2. Donnée de base de calcul :

- La température maximale de l'ambiance
- La température de la chambre froide
- La masse des données à réfrigérer en 24 heurs
- Les dimensions extérieures de la chambre froide
- La température avant et après refrisa giration le bilan frigorifia que est la somme des charges thermiques entrantes dans la chambre froide

III.3. Eléments constitutifs du bilan frigorifique :

- Charge thermique par transmission.
- Charge thermique par renouvellement d'air
- Charge thermique par ouverture des portes
- Charge thermique due à l'éclairage
- Charge thermique due aux personnes
- Charge thermique due au matériel roulant (chariot)
- Charge thermique due aux données entrantes
- Charge thermique (ventilateur, résistance)

III.3.1.Apports par transmission :

C'est la quantité de chaleur introduite dans la chambre froide en passant par les parois cette quantité de chaleur à un rapport direct avec la différence de température entre l'extérieure et l'extérieure on distingue.

a) Les apports par les murs extérieurs (apports externes)

b) Les apports par les murs internes (apports internes)

a) Apports externes :

On applique la loi suivante :

$$Q_{ext} = k \times s \times \Delta teq\ cor$$

k : Coefficient de transfert de chaleur

s : Surface d'échangeur [m^2]

Δt : Différence de température entre les deux côtes de la paroi considérée en [°c].

$\Delta teq\ cor$: différence de température équivalente corrigée au temps(t) .

$\Delta teq\ cor = \Delta t_{eq\ tab\ max} + (t_b - 29) + (25 - ti)$

t_b :température de base = 37 °c

T_I : température intérieure en[°c]

$\Delta t_{eq\ tab}$: la différence de température tablée au temps (t) qui est donné par un tableau ci-dessous en fonction de l'heure solaire et de l'orientation de la paroi.

$$t_{em} = (t_b - 52E)$$

E=15°c ,le 21 Juillet + 36°N DE l'altitude .

$t_{em} = 29.2 \approx 29℃$

t_{em}: c'est la température extérieur moyenne

Donc :

Q_{max}=K .S[$\Delta t_{eq\ tab\ max}(t_b - 29) + (25 - ti)$]

Orient / Heure	NORD	EST	OUEST	SUD	HORIZONTAL
7	**5**	**17**	**1**	**2**	**0**
8	**6**	**26**	**3**	**3**	**5**
9	**6**	**29**	**5**	**7**	**13**
10	**8**	**30**	**6**	**12**	**20**
11	**9**	**27**	**8**	**16**	**28**
12	**10**	**22**	**10**	**22**	**35**
13	**12**	**19**	**15**	**23**	**40**
14	**12**	**17**	**23**	**26**	**42**
15	**13**	**16**	**31**	**24**	**42**
16	**14**	**15**	**37**	**21**	**41**
17	**14**	**13**	**39**	**17**	**38**
18	**13**	**13**	**37**	**14**	**32**
19	**12**	**11**	**27**	**11**	**23**
20	**8**	**8**	**16**	**8**	**15**
$\Delta t_{eq\ max}$	**14**	**30**	**39**	**26**	**43**

Tableau (III-1): la différence de température équivalente maximale

b) Apports internes :

On applique la loi suivante :

$$Q_{int} = k \times s(T_e - T_i)$$

k : Coefficient de transfert de chaleur [K cal /h m^2°c]

S : Surface décharge [m^2]

$T_e - T_i$= différence de température [°c].

Application au projet :

❖ **Apports externes :**

$$Q_{ext} = k \times s \times \Delta teq\ cor$$

Tableau (III.2) : Récapitulatif des apports externes par transmission

CH	Ti (°C)	Désignation	Or	k(kcal/ hm² °c)	L (m)	l (m)	H (m)	Stot (m²)	Δteq Tab max (°C)	Δteq cor (°C)	Q_{trans} (kcal/h)
1	1	Mur Extérieur	N	0.1707	15	-	6	90	14	46	607.76
			E	0.159	-	10	6	60	30	62	508.67
		Plafond	H	0.152	15	10	-	150	43	75	1026
		Plancher	-	0.1945	15	10	-	150	43	75	1881.78
tunnel	-40	Mur extérieur	E	0.058	-	4	6	24	30	103	180.70
			S	0.0602	15	-	6	90	26	99	461.28
		Plafond	H	0.0574	15	4	-	60	43	116	343.57
		Plancher	-	0.0649	15	4	-	60	43	116	388.46
S.A.S	8	Mur Extérieur	N	0.202	-	6	6	36	14	39	243.90
			O	0.189	14	-	6	84	39	64	873.81
			S	0.2002	-	6	6	36	26	51	316.1
		Plafond	H	0.179	14	6	-	84	43	68	879.3
		Plancher	-	0.179	14	6	-	84	43	68	879.3
		Porte Ext	N	0.2239	2.5	-	3	7.5	14	39	56.32
			S	0.2239	2.5	-	3	7.5	26	51	73.65

❖ **Apports internes :**

Tableau (III.3) : Donnant les apports internes dans les chambres

ch	désignation	Orient	k (kcal/hm² °c)	L (m)	I (m)	S_{tot} (m²)	s_p (m²)	s_{net} (m²)	T_i (°C)	T_e (°C)	Δt (°C)	Q_{trans} (kcal/h)
1	Mur Intérieur	O	0 .4756	10	6	60	7.5	52.5	1	8	7	147.783
	Mur Intérieur	S	0.1086	15	6	90	-	90	1	1	0	0
	Porte	O	0.2499	2.5	3	7.5	-	7.5	1	8	7	13.119

Ch	désignation	Orient	k (kcal/hm² °c)	L (m)	I (m)	S_{tot} (m²)	s_p (m²)	s_{net} (m²)	T_i (°C)	T_e (°C)	Δt (°C)	Q_{trans} (kcal/h)
Tunnel	Mur Intérieur	N	0.1086	15	6	90	-	90	-40	1	41	400.734
	Mur intérieur	O	0.089	4	6	24	6	18	-40	8	48	76.896
	Porte	O	0.181	2	3	6	-	6	-40	8	48	52.128

Ch	désignation	Orient	k (kcal/hm² °c)	L (m)	I (m)	S_{tot} (m²)	s_p (m²)	s_{net} (m²)	T_i (°C)	T_e (°C)	Δt (°C)	Q_{trans} (kcal/h)
S.A.S	Mur Intérieur	E	0.4756	10	6	60	7.5	52.5	8	1	-7	-174.783
	Porte	E	0.2499	2.5	3	7.5	-	7.5	8	1	-7	-13.119
	Mur intérieur	E	0.089	4	6	24	6	18	8	-40	-48	-76.896
	Porte	E	0.181	2	3	6	-	6	8	-40	-48	-52.128

Chambres	**Apports externes (kcal/h)**	**Apports internes (kcal/h)**	Q_{trans} **(kcal/h)**
1	4024.21	160.902	4185.11
TUNNEL	1374.01	529.758	1903.76
S.A.S	3322.38	-316.926	3005.45

Tableau (III.4) : Donnant les apports totaux par transmission

III.3.2.Apports par renouvellement d'air :

Il est dû aux infiltrations de l'air par les joints des ports, les parois et surtout par l'ouverture des portes.

On applique la loi suivante :

$$\boldsymbol{Q_{re} = m_{ae} \times \Delta h}\ \textbf{(Kcal/h)}$$

$\boldsymbol{Q_{re}}$ = charge thermique par renouvellement d'aire en w

$\boldsymbol{m_{ae}}$ = débit massique de l'air extérieur a demis en Kg/s

$\Delta \boldsymbol{h}$= différance d'enthalpies entre l'air extérieur et l'air de la chambre froide enkj /kg

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

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

ρ_{aa} : masse volumique de l'air dans la chambre froide en kg/m^3

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

La valeur de ρ_0 étant prise égale à 1.293 kg/m³ et t étant la température de la chambre froide exprimée en °C.

$$\rho_{aa} = \frac{1.293}{1 + \frac{1}{273.15}} = 1.288 kg/m^3$$

$\boldsymbol{v_{ae}}$ = débit volumique d'air extérieur enm³ /jour

(86400 = nombre de secondes dans une journée)

Le débit volumique peut être obtenu par la relation suivante

$$\boldsymbol{v_{ae} = n \times v}$$

$\boldsymbol{n}$: Taux de renouvellement de l'air extérieur

$\boldsymbol{v}$: Volume de la chambre froide en m^3

$\boldsymbol{n = \frac{70}{\sqrt{v}}}$

Exemple de calcul :

- chambre N 1 $t_i = 1$℃

V=900 m³

$$n = \frac{70}{\sqrt{900}} = 2.33\ j^{-1}$$

V_{ae} =900× $2.333 = 2100\ m^3/jour$

$$m_{ae} = \frac{1.288 \times 2100}{86400} = 0.0313\ Kg/s$$

$$\Delta h = h_{ae} - h_{aa} = 67 + 10.14 = 77.14 kj/kg$$

Q_{re}=0.0313×77.14 =2.414 kw

Application au projet :

Tableau (III.5): donnant les apports par renouvellement d'air

Désignation	V (m^3)	N (j^{-1})	Vae *(m^3/jour)*	ρ_{aa} (kg/$m^{3)}$	m_{ae} (Kg/s)	h_{aa} (kj /kg)	h_{ae} (kj /kg)	Δh (kj /kg)	Q_{re} (kw)	Q_{re} (kcal/h)
CH 1	900	2.33	2100	1.288	0.0313	10.14	67	57.14	2.414	2076.04
Tunnel	360	3.689	1328.15	1.514	0.0232	-40	67	107	2.482	2134.52
S.A.S	504	3.118	1571.5	1.256	0.0228	19.74	65.41	45.67	1.041	895.26

III.3.3.Apports par ouverture des portesQ_{op}:

C'est la quantité de chaleur due aux infiltrations de l'air extérieur dans la chambre par les ouvertures des portes on calcule cette quantité de chaleur par la formule suivante :

$$Q_{op} = (8 + (0.067 \times \Delta Tp))t_{ouv} \times \rho_{aa} \times lp \times hp \times A \times Cre$$

$$A = (h_{ae} - h_{aa}) \times (hp \times \left(1 - \frac{\rho_{ae}}{\rho_{aa}}\right))^{\frac{1}{2}}$$

$$\boldsymbol{\rho_{ae} = \frac{\rho_{aa}}{1 + \frac{\Delta t}{273.15}}}$$

$$\boldsymbol{\rho_{ae} = \frac{1.288}{(1 + (\frac{7}{273.15})}}$$

$$\boldsymbol{\rho_{ae} = 1.255 kg/m^3}$$

Q_{op}: Charge thermique par ouverture des portes en W

ΔT : Ecart de température de l'air entre les 2 côtés de la porte en °c

T_{ouv}: Temps d'ouverture des portes exprimé en mn/h

ρ_{aa} : Masse volumique de l'air dans la chambre froide en kg/ m^3

ρ_{ae} : Masse volumique de l'air de l'autre côté de la porte en Kg/m^3

h_{aa}: Enthalpie de l'air de chambre froide en Kj/Kg

h_{aa} : Enthalpie de l'aire de l'autre côté de la porte autre quela chambre froide en Kj/Kg

I : largeur de la porte(m)

h : hauteur de la porte en (m)

C_{min}: Coefficient de minoration du a la présence éventuelle d'un rideau d'air

C_{min}=1 →le cas d'une chambre froide sans redoux

C_{min}=0.25→ le cas d'une chambre froide avec redoux

Exemple de calcul :

- chambre N 1 (ti=1°C)

ΔT= te-ti = 8-1 = 7°C

$$T_{ouv} = d_t \times (\frac{f_j}{24})$$

$$C = A \times h \times d_e \times n$$

f_j =22 .275 x 0.25=5.568tonne/jour T_{ouv} =15x5.568(/24)=3.48 min/h

$$A = (h_{ae} - h_{aa}) \times (h \times (1 - \frac{\rho_{ae}}{\rho_{aa}}))^{\frac{1}{2}}$$

A=9.6 x (3x (1- $\frac{1.255}{1.288}$))½

A=4.55m

Q_{op} = (8+ (0.067 x7)) 3.48 x 1.288 x 2.5 x3 x 4.55 x 0.25=323.84w=278.5 Kcal/h

Application au projet :

Tableau (III.6):Apports par ouverture des portes

Ch	Δt °C	d_t min/tonne	f_j tonne/j	T_{ouv} min/h	ρ_{aa} Kg/m³	ρ_{ae} Kg/m³	I_P M	h_P m	h_{ae} K j/kg	h_{aa} K j/kg	C_{re}	Q_{OP} Kcal/h
1	7	15	5.568	3.48	1.288	1.255	2.5	3	19.74	10.14	0.25	278.5
Tunnel	7	6	2.925	0.73	1.514	1.288	2	3	19.74	-40	1	3898.2

III.3.4.Apports par éclairage :

C'est la quantité de chaleur détergée par les lampes pendant l'allumage elle est en fonction de la mature des chambre froides est des lampes on, opte pour :

- p =6 w/m² de surface du plancher pour les chambres ,la quantité de chaleur dégagée par les lampes est donnée par la relation suivante :

$Q_{ec} = p \times s$

Q_{ec} : Charge thermique due à, l'éclairage en w

P : puissance de charge luminaire en w/m²

S : surface du plancher

Application au projet :

Tableau (III.7):Récapitulatif des apports par éclairage :

Désignation	Chambre 1	Tunnel	S.A.S
p (w/m²)	6	6	6
S (m²)	150	60	84
Q_{ecl}(kcal/h)	900	360	504

III.3.5 Apports par due aux personnes :

C'est la quantité de chaleur dégagée par les personnes durant leurres présence dans la chambre.

- 4 personnes pour chambre 1°C
- 3 personnes pour chambre -40°C
- 11 personnes pour la S.A.S 8°C

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

$$Q_{pe} = \frac{n \times q_p \times t}{24}$$

Q_{pe} : Charge thermique due aux personnes(w)

n : nombre de personnes opérant dans la chambre froide

t:durée de présence de chaque personne dans la chambre froide en (8 h/j).

q_p : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide donnée par le tableau suivant :

Température (°C)	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-40
$q_p(kw)$	0 .210	0.240	0.270	0.300	0.330	0.360	0.390	0.625

Tableau (III.8) : la quantité de chaleur dégagée par le personnel en fonction de la température

Application au projet :

Tableau (III.9) : Récapitulatif des Apports par due aux personnes

Ch / Désignation	Chambre 1	Tunnel	S.A.S
nombre de personnes :n	4	3	11
q_p(kcal/h)	227.04	537.5	190.92
Q_{pe}(kcal/h)	302.72	537.5	700.04

III.3.6 Apports due à l'introduction des denrées Q_{de}

C'est la quantité de chaleur à extraire de la marchandise introduite dans la chambre froide, elle est donnée par la formule suivante :

$$Q_{de} = \frac{m.c1.(t1 - t2) + m.L + m.c2(t2 - t3)}{86400}$$

Avec :

m : masse de denrées introduite chaque jour (kg/j)

C1 : chaleur massique des denrées avant congélation (k j/kg. °c)

C2 : chaleur massique des denrées après congélation (k j/kg. °c)

t1 : température d'introduction de la denrée (°C)

t2 : température de congélation de la denrée (°C)

t3 : température d'entreposage de la denrée (°C)

L : chaleur latente de congélation (k j/kg)

86400 : nombre de secondes dans une journée (s/j)

Exemple de calcul :

- Tunnel de congélation : (ti=-40°C)
- m =1170(kg/j)
- c1 =3.430 (k j/kg. °C)
- c2=1.800 (k j/kg. °C)
- L=280 (k j/kg℃)
- t1 =8(°C)
- t2 =-2.22(°C)
- t3 =-40(°C)

$$Q_{de} = \frac{1170 \times (3.430.(8 + 2.22) + 280 + 1.8(-2.22 + 40)}{86400}$$

Q_{de}=5.18 kW =5180 W=4454.8kcal/h

Chambre 1 (ti=1°C)

$$Q_{de} = m.c1.\frac{(t1 - t2)}{86400}$$

$$Q_{de} = 22275\text{X}\frac{3.43.(8 + 2.22)}{86400}$$

Q_{de}=9037.5w =7772.2kcal/h

Application au projet :

Tableau (III.10) : donnant les apports par introduction des denrées

Désignation	m (kg/j)	C1 (k j/kg. °C)	C2 (k j/kg. °C)	L (k j/kg °C)	t1 (°C)	t2 (°C)	t3 (°C)	Q_{de} (kcal/h)
Tunnel	1170	3.43	1.8	280	8	-2.22	-40	4454.8
Désignation	m (kg/j)	C1 (k j/kg. °C)	C2 (k j/kg. °C)	L (k j/kg °C)	t1 (°C)	t2 (°C)	t3 (°C)	Q_{de} (kcal/h)
Chambre 2	1478.29	3.43	1.8	280	8	-2.22	1	7772.2

III.3.7 Apports matériel roulant :

$$Q_m = \frac{n \times p \times t}{24}$$

Q_m : Charge thermique due au matériel roulant w

n:nombre de matériels roulants d'un type donne 1

p : puissance totale de chaque type de matériels en 3.7 k w

t : durée de fonctionnement du matériel roulant en 8h/j

$Q_m = \frac{1 \times 3.7 \times 8}{24}$ Q_m =1060.6kcal/h

III.4 Puissances frigorifique de l'évaporateur :

A ce stade du calcul, on détermine la puissance frigorifique intermédiaire Q_{0int}que le ou les évaporateurs devront assurer afin de couvrir la charge thermique intermédiaire

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

Exemple de calcul :

- Tunnel de congélation : (ti=-40°C)

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_m + Q_{de}$$

$$Q_{int} = 1903.76 + 2134.52 + 3898.2 + 360 + 537.5 + 0 + 4454.8$$

$Q_{int} =$ 13288.78 kcal/h

La puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporation est :

$$Q_{0.int} = \frac{Q_{int} \times 24}{t_{inst}}$$

Q_{int}: Durée de marche de l'installation frigorifique en h/j (en général 18h/j pour les chambres froides de produits congelés et 16h/j dans les autres cas).

$Q_{0.int}$= (13288.78 x 24)/16=19933.17kcal/h

$Q_{0.int}$=23.178kw

CHAMBRE 01: $Q_{0.int}$= 28.91 KW

S.A.S : $Q_{0.int}$= 10.75 KW

$$Q_{0.prev} = (1.2) \times Q_{0.int}$$

Application au projet :

Désignation	Chambre1	Tunnel	S.A.S
Q_{int} (kcal/h)	16575.17	13288.78	6165.35
$Q_{0.int}$ (kcal/h)	24862.75	19933.17	9248.02
$Q_{0.prev}$ (kcal/h)	19835.3	23919.8	11097.62

III.4.1 Sélection provisoire des évaporateurs

D'après le catalogue du fabriquant « FRIGA-Bohn »

a) Pour la chambre de stockage le model de l'évaporateur sélectionné est : NKH 2×6D B1 S

(Annexe 1)

Condition de fonctionnement demandé :

Puissance totale : 23.18kw

Δt = 8 k

Température de la chambre : - 40°c

Fluide frigorigène : R404A

1 évaporateurs

Caractéristique technique (appareil standard)

- **Ventilation**

Nombre de ventilateurs : 2

Puissance totale des moteurs : 1900 w

- **Dégivrage** Puissance totale : 13200W

b) Pour la chambre réfrigération le model de l'évaporateur sélectionné est :
NKH 1×8D C1 L

(Annexe 2)

Condition de fonctionnement demandé :

Puissance totale : 28.91kw

$\Delta t = 8$ k

Température de la chambre : 1°c

Fluide frigorigène : R404A

1 évaporateur

- **Ventilation**

Nombre de ventilateurs : 1

Puissance totale des moteurs : 2000 w

c) Pour la S.A.S le model de l'évaporateur sélectionné est :
SD 118 R

(Annexe 3)

Condition de fonctionnement demandé :

Puissance totale : 10.75 kw

$\Delta t = 8$ k

Température de la chambre : 8°c

Fluide frigorigène : R404A

1 évaporateur

- **Ventilation**

Nombre de ventilateurs : 3

Puissance totale des moteurs : 102 w

III.4.2 Apports par ventilateurs :

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

$$Q_{vent} = \frac{\mathrm{n \times p \times T_{evp}}}{\mathrm{T_{inst}}}$$

n : nombre de moteurs de ventilateurs en h/j

p : puissance des ventilateurs (w)

$\mathrm{T_{evp}}$: Durée de fonctionnement des ventilateurs (h/j)

Application au projet :

Désignation	Tunnel	Chambre1	S.A.S
N	2	1	3
P(w)	1900	2000	102
Q_{vent} (w)	3800	2000	306

Tableau (III.11) les apports par ventilateur

III.4.3 Apport par dégivrage

Il existe différents systèmes de dégivrage d'un évaporateur mais il s'agit souvent de résistance électrique :

La charge due à la résistance électrique est :

$$Q_{deg} = \frac{\mathrm{n \times p \times T_{deg}}}{\mathrm{T_{inst}}}$$

Avec :

n = nombre de résistance électriques

P = puissance calorifique de charge résistance d'un type donné en W

$\mathrm{T_{deg}}$ =durée journalière de dégivrage en [h/j]

T_{inst} = durée de marche de l'installation frigorifique en [h/j]

$$Q_{deg} = \frac{13200.1.33}{18}$$

Application au projet :

Désignation	TUNNEL
P× n(w)	13200
Q_{deg} (w)	975.33

Tableau (III.12) les apports par dégivrage

III.4.4 Puissance frigorifique a installée Q_0

$$Q_0 = Q_{deg} + Q_{vent} + Q_{0.int}$$

TUNNEL : t=-40°C :

$$Q_0 = 23.17 + 0.97 + 1.2 = 25.34 KW$$

Chambre 1 : t=1°C : $Q_0 = 28.91 + 2 = 30.91 KW$

S.A.S t=8ºC Q_0 = 10.75+0.3=11.05 KW

Tableau (III.13) : Récapitulatif du bilan thermique (puissance frigorifique)

Chambre / Apports	1	TUNNEL	S.A.S
Apports par transmission	4185.11	1903.76	3005.45
Apports par renouvellement d'air	2076.04	2134.52	895.26
Apports par ouverture des portes	278.5	3898.2	-
Apports par éclairage	900	360	504
Apports par due aux personnes	302.72	537.5	700.04
Apports due à l'introduction des denrées	7772.2	4454.8	-
Apports matériel roulant	1060.6	-	1060.6
Apports par ventilateurs	1720	3268	263.16
Apport par dégivrage	-	838.79	-
Q_{int}(kcal/h)	18295.17	16191.57	6428.5
$Q_{0.int}$(kcal/h)	27442.75	24287.35	9642.76
$Q_{0.prev}$ (kcal/h)	32931.31	29144.82	11571.31
Puissance frigorifique a installée Q_0 (KW)	38.29	33.88	13.45

III.5 Choix du fluide frigorigène :

Dons notre installation frigorifique, on choisit le réfrigérant 404A(R404A) comme fluide frigorigène car il possède la majorité de ces critères.

III.5.1 Généralités sur le R404A :

Le R404A est une composition de R143a, R125 et de R134a. Il fait partie des fluides zootropes (série des R400, à l'opposé du fluide azéotrope de la série R500), qui ne se comportent pas comme des fluides homogènes lors de la condensation respectivement l'évaporation : les différents composantes peuvent change d'état de manière indépendante, c.-à-d. qu'elles fractionnent. Ce problème entraine des contraintes techniques (utilisation restrictive d'évaporateurs noyés, difficulté de remplissage en cas de fuite, etc.) et une réduction de l'efficacité énergétique de l'installation (conductivité thermique diminuée). Le taux de glissement de température du R404A, qui est la différence de température du réfrigérant dans la zone du changement d'état, est peu élevé, de sorte qu'il est souvent considère comme étant un réfrigérant a caractère quasi-azéotropique.

Le R404Aest essentiellement utilise dans la réfrigération commerciale de basse température, mais peut également trouver des applications dans la climatisation. Ininflammable, il est également non toxique et, en raison de ses propriétés, souvent compares au R507 [3]

III.6 : CHOIX DES ELEMENTS DE L'INSTALATION

III.6.1 : choix des compresseurs :

III.6.1.1 Rôle du compresseur :

Le rôle d'un compresseur frigorifique consiste essentiellement a aspirer les vapeurs froides produites dans l'évaporateur par suite de vaporisation d'un fluide frigorigène a l'état liquide pour ensuite, refouler ces vapeurs sous une haute pression afin de permettre leur condensation

A partir du logiciel Butzer, on choisit pour la chambre N° 1 un compresseurs semi-hermétiques à piston identiques, Model:4P-15.2Y (Annexe4). La puissance mécanique développée par le compresseurs est : 12.45 kW.

Pour le Tunnel, on choisit un compresseur semi-hermétique à piston, Model : 66F-80.2Y (Annexe 5). La puissance mécanique développée par ce compresseur est : 29.5kw

Pour la S.A.S, on choisit un compresseur semi-hermétique à piston, Model :2DC-3.2Y (Annexe 6). La puissance mécanique développée par ce compresseur est : 3.88 kw

III.6.2 : choix des condenseurs :

III.6.2.1 : Généralités :

Les condenseurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorigène et un fluide de refroidissement, le fluide frigorigène Sed la chaleur obtenir dans l'évaporateur et lors de compresseur de refroidissement. Lors de son passage dans le condenseur le fluide frigorigène passe de l'état vapeur à l'état liquide [5]

III.6.2.2 Rôle du condenseur :

Le rôle du condenseur est d'évacuer la quantité de la chaleur substituée au coure d'un cycle frigorifique au milieu à refroidir. Cette chaleur présente la somme des chaleurs des sensible des vapeurs surchauffées, la chaleur latente de liquide de liquéfaction (condensation) et la chaleur sensible de sou refroidissement de liquide condense [5]

Chambre1 : t=1°C

A partir de logiciel Friga-Bohn, on a choisi un condenseur de type WA 95 04/06P

(Annexe7) La puissance$Q_{tot} + Q_{int} = 38.29 + 12.45 = 50.74kw$

TUNNEL : t= - 40°C

A partir de logiciel Friga-Bohn, on a choisi un condenseur de type CCT 1132 /0 (annexe8) La puissance $Q_{tot} + Q_{int} = 33.88 + 29.5 = 63.38kw$

Pour la S.A.S: t= 8°C

A partir de logiciel Friga-Bohn, on a choisi un condenseur de type WA34 08/12P (annexe9) La puissance $Q_{tot} + Q_{int} = 13.45 + 3.88 = 17.33 \quad kw$

III.6.3Choix des évaporateurs :

III.6.3.1Généralités :

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorifique et le milieu à refroidir. Le fluide frigorigène absorbe la chaleur de fluide à refroidir, ce dernier ce refroidir tan- disque le fluide frigorigène ce vaporise [5]

III.6.3.2Rôle de l'évaporateur :

L'évaporateur doit assurer le passage du flux calorifique prévenant du milieu à refroidir au fluide frigorigène, celui-ci absorbant ce flux de température constants par libération de sa chaleur latente vaporisation [5]

A partir du logiciel Friga-Bohn, on choisit pour la chambre N° 1 deux évaporateurs, La puissance deux évaporateurs =38.29kw Model : NKH 1x8D C2 R (annexe10)

Pour le Tunnel, on choisit évaporateurs, La puissance= 33.88kw Model : NKT 3 x 6Y B2 S (annexe11)

Pour la S.A.S , on choisit évaporateurs, La puissance= 13.45kw Model : TA 7R 6P

III.7 Choix des détendeurs thermostatiques :

III.7.1 Rôle

Un détendeur thermostatique est un régulateur pilote en d`une température, son rôle étant de régler la quantité du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur. Le fonctionnement des détendeurs thermostatiques étant base sur la surchauffe des vapeurs du fluide frigorigène quittant l'évaporateur ce qui les a fait dénommer par certains auteurs ‹détendeur à surchauffe constante›.

III.7.2 nécessite fonctionnelle :

L'utilisation d'un détendeur automatique presso statique ne permet pas d'obtenir un remplissage complet de l'évaporateur en liquide, donc un rendement maximum de celui-ci, qu'en fin de cycle de fonctionnement. Pour remédier a cet insuffisant périodique d'alimentation, les détendeurs thermostatiques ont été créés afin d'obtenir un remplissage constant et maximum de l'évaporateur a tout moment du cycle fonctionnel.

III.7.3 principe de fonctionnement :

Le détendeur thermostatique est place an amont de l'évaporateur et sont bulbe est fixe sur la conduite d'aspiration près de la l'évaporateur.

Lorsque le bulbe est chauffé, la pression de la vapeur à l'intérieur du bulbe augmente, cette augmentation est transmise par le bulbe capillaire vers la chambre placée au dessus du diaphragme, ce dernier et à force de pression est déplace vers le bas dans le sens opposé à la tension du ressort.

Ainsi le pointeau de siège du clapet est déplacé ouvrant le détendeur.

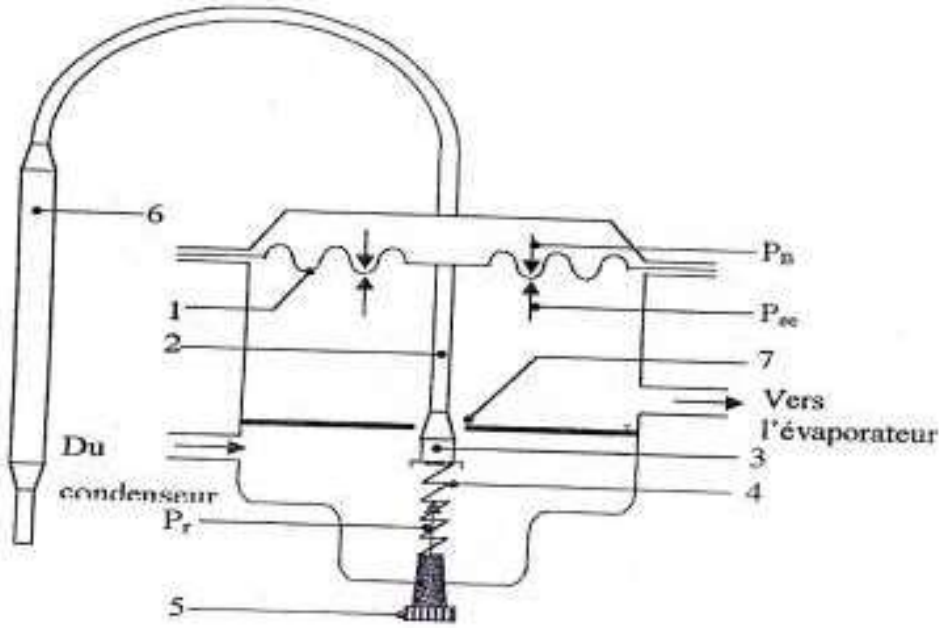
Quand le bulbe est refroidir, la vapeur à l'intérieur du bulbe se condense réduisant la pression, diaphragme est repoussé vers la position d'origine par le ressort et le pointeau est déplacé en direction de siège du clapet, fermant ainsi le détendeur.

La position du pointeau dépend de la quantité de chaleur disponible au niveau du bulbe et ce positionnement contrôle le débit du fluide frigorigène entrant dans l'évaporateur.

La plus part des détendeurs sont munie d'un système de réglage de la tension du ressort et par conséquent de la quantité de chaleur nécessaire au bulbe pour ouvrir le détendeur, ce réglage est appelé ‹‹ réglage de la surchauffe ››.

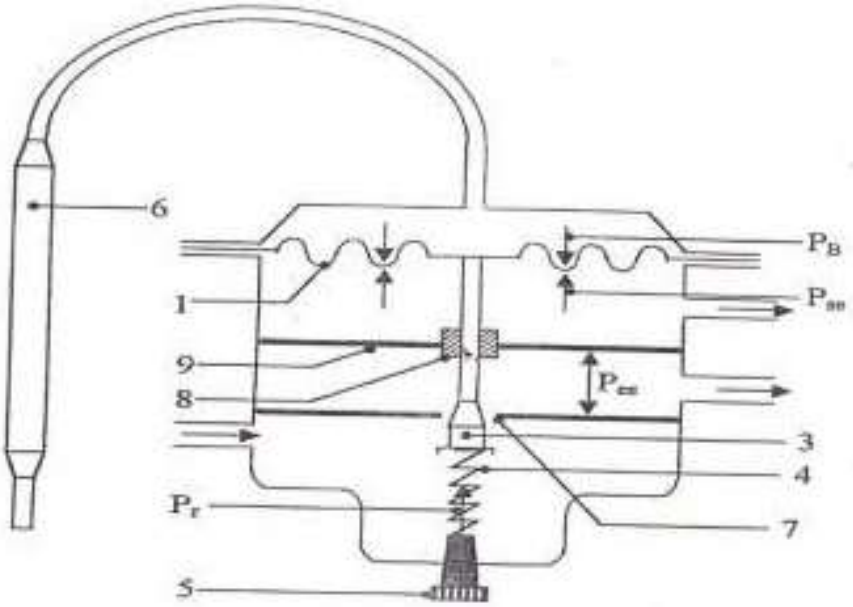
Il existe deux types de détendeur thermostatique :

- Détendeur thermostatique à égalisation interne de pression.
- Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression.



1- Membrane
2- Axe de commande
3- Pointeau
4- Ressort de réglage
5- Vise de réglage
6- Bulbe
7- Buse
P_B- Pression de bulbe
P_{ee}- Pression d'entrée de l'évaporateur
P_r- Force de ressort de réglage

Figure (III.1) : Détendeur thermostatique à égalisation interne de pression



1- Membrane
2- Axe de commande
3- Pointeau
4- Ressort de réglage
5- Vise de réglage
6- Bulbe
7- Buse
8- Presse-étoupe
9- Paroi de séparation
P_B- Pression de bulbe
P_{ee}- Pression d'entrée de l'évaporateur
P_{se}- Pression à la sortie de l'évaporiteur
P_r- Force de ressort de réglage

Figure (III.2) : Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression

CHPITRE III: CALCUL DU BILAN FRIGORIFIQUE

III.1. Introduction

Le but de calcule du bilan frigorifique est la détermination et le dimensionnement des oranges constituant une installation frigorifique à partir de la puissance globule de chaleur à combattre dans la chambre froide, mais des fois les données nécessaire aux calcule frigorifuge ne sont pas claire.

D'où la nécessite d'établir une analyse plus approfondie du problème.

III.2. Donnée de base de calcul :

- La température maximale de l'ambiance
- La température de la chambre froide
- La masse des données à réfrigérer en 24 heurs
- Les dimensions extérieures de la chambre froide
- La température avant et après refrisa giration le bilan frigorifia que est la somme des charges thermiques entrantes dans la chambre froide

III.3. Eléments constitutifs du bilan frigorifique :

- Charge thermique par transmission.
- Charge thermique par renouvellement d'air
- Charge thermique par ouverture des portes
- Charge thermique due à l'éclairage
- Charge thermique due aux personnes
- Charge thermique due au matériel roulant (chariot)
- Charge thermique due aux données entrantes
- Charge thermique (ventilateur, résistance)

III.3.1.Apports par transmission :

C'est la quantité de chaleur introduite dans la chambre froide en passant par les parois cette quantité de chaleur à un rapport direct avec la différence de température entre l'extérieure et l'extérieure on distingue.

a) Les apports par les murs extérieurs (apports externes)

b) Les apports par les murs internes (apports internes)

a) Apports externes :

On applique la loi suivante :

$$Q_{ext} = k \times s \times \Delta teq\ cor$$

k : Coefficient de transfert de chaleur

s : Surface d'échangeur [m^2]

Δt : Différence de température entre les deux côtes de la paroi considérée en [°c].

$\Delta teq\ cor$: différence de température équivalente corrigée au temps(t) .

$\Delta teq\ cor = \Delta t_{eq\ tab\ max} + (t_b - 29) + (25 - ti)$

t_b :température de base = 37 °c

T_I : température intérieure en[°c]

$\Delta t_{eq\ tab}$: la différence de température tablée au temps (t) qui est donné par un tableau ci-dessous en fonction de l'heure solaire et de l'orientation de la paroi.

$$t_{em} = (t_b - 52E)$$

E=15°c ,le 21 Juillet + 36°N DE l'altitude .

$t_{em} = 29.2 \approx 29℃$

t_{em}: c'est la température extérieur moyenne

Donc :

Q_{max}=K .S[$\Delta t_{eq\ tab\ max}(t_b - 29) + (25 - ti)$]

Orient / Heure	NORD	EST	OUEST	SUD	HORIZONTAL
7	**5**	**17**	**1**	**2**	**0**
8	**6**	**26**	**3**	**3**	**5**
9	**6**	**29**	**5**	**7**	**13**
10	**8**	**30**	**6**	**12**	**20**
11	**9**	**27**	**8**	**16**	**28**
12	**10**	**22**	**10**	**22**	**35**
13	**12**	**19**	**15**	**23**	**40**
14	**12**	**17**	**23**	**26**	**42**
15	**13**	**16**	**31**	**24**	**42**
16	**14**	**15**	**37**	**21**	**41**
17	**14**	**13**	**39**	**17**	**38**
18	**13**	**13**	**37**	**14**	**32**
19	**12**	**11**	**27**	**11**	**23**
20	**8**	**8**	**16**	**8**	**15**
$\Delta t_{eq\ max}$	**14**	**30**	**39**	**26**	**43**

Tableau (III-1): la différence de température équivalente maximale

b) Apports internes :

On applique la loi suivante :

$$Q_{int} = k \times s(T_e - T_i)$$

k : Coefficient de transfert de chaleur [K cal /h m^2°c]

S : Surface décharge [m^2]

$T_e - T_i$= différence de température [°c].

Application au projet :

❖ **Apports externes :**

$$Q_{ext} = k \times s \times \Delta teq\ cor$$

Tableau (III.2) : Récapitulatif des apports externes par transmission

CH	Ti (°C)	Désignation	Or	k(kcal/ hm² °c)	L (m)	l (m)	H (m)	Stot (m²)	Δteq Tab max (°C)	Δteq cor (°C)	Q_{trans} (kcal/h)
1	1	Mur Extérieur	N	0.1707	15	-	6	90	14	46	607.76
			E	0.159	-	10	6	60	30	62	508.67
		Plafond	H	0.152	15	10	-	150	43	75	1026
		Plancher	-	0.1945	15	10	-	150	43	75	1881.78
tunnel	-40	Mur extérieur	E	0.058	-	4	6	24	30	103	180.70
			S	0.0602	15	-	6	90	26	99	461.28
		Plafond	H	0.0574	15	4	-	60	43	116	343.57
		Plancher	-	0.0649	15	4	-	60	43	116	388.46
S.A.S	8	Mur Extérieur	N	0.202	-	6	6	36	14	39	243.90
			O	0.189	14	-	6	84	39	64	873.81
			S	0.2002	-	6	6	36	26	51	316.1
		Plafond	H	0.179	14	6	-	84	43	68	879.3
		Plancher	-	0.179	14	6	-	84	43	68	879.3
		Porte Ext	N	0.2239	2.5	-	3	7.5	14	39	56.32
			S	0.2239	2.5	-	3	7.5	26	51	73.65

❖ **Apports internes :**

Tableau (III.3) : Donnant les apports internes dans les chambres

ch	désignation	Orient	k (kcal/hm² °c)	L (m)	I (m)	S_{tot} (m²)	s_p (m²)	s_{net} (m²)	T_i (°C)	T_e (°C)	Δt (°C)	Q_{trans} (kcal/h)
1	Mur Intérieur	O	0 .4756	10	6	60	7.5	52.5	1	8	7	147.783
	Mur Intérieur	S	0.1086	15	6	90	-	90	1	1	0	0
	Porte	O	0.2499	2.5	3	7.5	-	7.5	1	8	7	13.119

Ch	désignation	Orient	k (kcal/hm² °c)	L (m)	I (m)	S_{tot} (m²)	s_p (m²)	s_{net} (m²)	T_i (°C)	T_e (°C)	Δt (°C)	Q_{trans} (kcal/h)
Tunnel	Mur Intérieur	N	0.1086	15	6	90	-	90	-40	1	41	400.734
	Mur intérieur	O	0.089	4	6	24	6	18	-40	8	48	76.896
	Porte	O	0.181	2	3	6	-	6	-40	8	48	52.128

Ch	désignation	Orient	k (kcal/hm² °c)	L (m)	I (m)	S_{tot} (m²)	s_p (m²)	s_{net} (m²)	T_i (°C)	T_e (°C)	Δt (°C)	Q_{trans} (kcal/h)
S.A.S	Mur Intérieur	E	0.4756	10	6	60	7.5	52.5	8	1	-7	-174.783
	Porte	E	0.2499	2.5	3	7.5	-	7.5	8	1	-7	-13.119
	Mur intérieur	E	0.089	4	6	24	6	18	8	-40	-48	-76.896
	Porte	E	0.181	2	3	6	-	6	8	-40	-48	-52.128

Chambres	**Apports externes (kcal/h)**	**Apports internes (kcal/h)**	Q_{trans} **(kcal/h)**
1	4024.21	160.902	4185.11
TUNNEL	1374.01	529.758	1903.76
S.A.S	3322.38	-316.926	3005.45

Tableau (III.4) : Donnant les apports totaux par transmission

III.3.2.Apports par renouvellement d'air :

Il est dû aux infiltrations de l'air par les joints des ports, les parois et surtout par l'ouverture des portes.

On applique la loi suivante :

$$\boldsymbol{Q_{re} = m_{ae} \times \Delta h}\ \textbf{(Kcal/h)}$$

$\boldsymbol{Q_{re}}$ = charge thermique par renouvellement d'aire en w

$\boldsymbol{m_{ae}}$ = débit massique de l'air extérieur a demis en Kg/s

$\Delta \boldsymbol{h}$= différance d'enthalpies entre l'air extérieur et l'air de la chambre froide enkj /kg

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

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

ρ_{aa} : masse volumique de l'air dans la chambre froide en kg/m^3

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

La valeur de ρ_0 étant prise égale à 1.293 kg/m³ et t étant la température de la chambre froide exprimée en °C.

$$\rho_{aa} = \frac{1.293}{1 + \frac{1}{273.15}} = 1.288 kg/m^3$$

$\boldsymbol{v_{ae}}$ = débit volumique d'air extérieur enm³ /jour

(86400 = nombre de secondes dans une journée)

Le débit volumique peut être obtenu par la relation suivante

$$\boldsymbol{v_{ae} = n \times v}$$

$\boldsymbol{n}$: Taux de renouvellement de l'air extérieur

$\boldsymbol{v}$: Volume de la chambre froide en m^3

$\boldsymbol{n = \frac{70}{\sqrt{v}}}$

Exemple de calcul :

- chambre N 1 $t_i = 1$℃

V=900 m³

$$n = \frac{70}{\sqrt{900}} = 2.33\ j^{-1}$$

V_{ae} =900× $2.333 = 2100\ m^3/jour$

$$m_{ae} = \frac{1.288 \times 2100}{86400} = 0.0313\ Kg/s$$

$$\Delta h = h_{ae} - h_{aa} = 67 + 10.14 = 77.14 kj/kg$$

Q_{re}=0.0313×77.14 =2.414 kw

Application au projet :

Tableau (III.5): donnant les apports par renouvellement d'air

Désignation	V (m^3)	N (j^{-1})	Vae *(m^3/jour)*	ρ_{aa} (kg/$m^{3)}$	m_{ae} (Kg/s)	h_{aa} (kj /kg)	h_{ae} (kj /kg)	Δh (kj /kg)	Q_{re} (kw)	Q_{re} (kcal/h)
CH 1	900	2.33	2100	1.288	0.0313	10.14	67	57.14	2.414	2076.04
Tunnel	360	3.689	1328.15	1.514	0.0232	-40	67	107	2.482	2134.52
S.A.S	504	3.118	1571.5	1.256	0.0228	19.74	65.41	45.67	1.041	895.26

III.3.3.Apports par ouverture des portesQ_{op}:

C'est la quantité de chaleur due aux infiltrations de l'air extérieur dans la chambre par les ouvertures des portes on calcule cette quantité de chaleur par la formule suivante :

$$Q_{op} = (8 + (0.067 \times \Delta Tp))t_{ouv} \times \rho_{aa} \times lp \times hp \times A \times Cre$$

$$A = (h_{ae} - h_{aa}) \times (hp \times \left(1 - \frac{\rho_{ae}}{\rho_{aa}}\right))^{\frac{1}{2}}$$

$$\boldsymbol{\rho_{ae} = \frac{\rho_{aa}}{1 + \frac{\Delta t}{273.15}}}$$

$$\boldsymbol{\rho_{ae} = \frac{1.288}{(1 + (\frac{7}{273.15})}}$$

$$\boldsymbol{\rho_{ae} = 1.255 kg/m^3}$$

Q_{op}: Charge thermique par ouverture des portes en W

ΔT : Ecart de température de l'air entre les 2 côtés de la porte en °c

T_{ouv}: Temps d'ouverture des portes exprimé en mn/h

ρ_{aa} : Masse volumique de l'air dans la chambre froide en kg/ m^3

ρ_{ae} : Masse volumique de l'air de l'autre côté de la porte en Kg/m^3

h_{aa}: Enthalpie de l'air de chambre froide en Kj/Kg

h_{aa} : Enthalpie de l'aire de l'autre côté de la porte autre quela chambre froide en Kj/Kg

I : largeur de la porte(m)

h : hauteur de la porte en (m)

C_{min}: Coefficient de minoration du a la présence éventuelle d'un rideau d'air

C_{min}=1 →le cas d'une chambre froide sans redoux

C_{min}=0.25→ le cas d'une chambre froide avec redoux

Exemple de calcul :

- chambre N 1 (ti=1°C)

ΔT= te-ti = 8-1 = 7°C

$$T_{ouv} = d_t \times (\frac{f_j}{24})$$

$$C = A \times h \times d_e \times n$$

f_j =22 .275 x 0.25=5.568tonne/jour T_{ouv} =15x5.568(/24)=3.48 min/h

$$A = (h_{ae} - h_{aa}) \times (h \times (1 - \frac{\rho_{ae}}{\rho_{aa}}))^{\frac{1}{2}}$$

A=9.6 x (3x (1- $\frac{1.255}{1.288}$))½

A=4.55m

Q_{op} = (8+ (0.067 x7)) 3.48 x 1.288 x 2.5 x3 x 4.55 x 0.25=323.84w=278.5 Kcal/h

Application au projet :

Tableau (III.6):Apports par ouverture des portes

Ch	Δt °C	d_t min/tonne	f_j tonne/j	T_{ouv} min/h	ρ_{aa} Kg/m³	ρ_{ae} Kg/m³	I_P M	h_P m	h_{ae} K j/kg	h_{aa} K j/kg	C_{re}	Q_{OP} Kcal/h
1	7	15	5.568	3.48	1.288	1.255	2.5	3	19.74	10.14	0.25	278.5
Tunnel	7	6	2.925	0.73	1.514	1.288	2	3	19.74	-40	1	3898.2

III.3.4.Apports par éclairage :

C'est la quantité de chaleur détergée par les lampes pendant l'allumage elle est en fonction de la mature des chambre froides est des lampes on, opte pour :

- p =6 w/m² de surface du plancher pour les chambres ,la quantité de chaleur dégagée par les lampes est donnée par la relation suivante :

$Q_{ec} = p \times s$

Q_{ec} : Charge thermique due à, l'éclairage en w

P : puissance de charge luminaire en w/m²

S : surface du plancher

Application au projet :

Tableau (III.7):Récapitulatif des apports par éclairage :

Désignation	Chambre 1	Tunnel	S.A.S
p (w/m²)	6	6	6
S (m²)	150	60	84
Q_{ecl}(kcal/h)	900	360	504

III.3.5 Apports par due aux personnes :

C'est la quantité de chaleur dégagée par les personnes durant leurres présence dans la chambre.

- 4 personnes pour chambre 1°C
- 3 personnes pour chambre -40°C
- 11 personnes pour la S.A.S 8°C

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

$$Q_{pe} = \frac{n \times q_p \times t}{24}$$

Q_{pe} : Charge thermique due aux personnes(w)

n : nombre de personnes opérant dans la chambre froide

t:durée de présence de chaque personne dans la chambre froide en (8 h/j).

q_p : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide donnée par le tableau suivant :

Température (°C)	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-40
$q_p(kw)$	0 .210	0.240	0.270	0.300	0.330	0.360	0.390	0.625

Tableau (III.8) : la quantité de chaleur dégagée par le personnel en fonction de la température

Application au projet :

Tableau (III.9) : Récapitulatif des Apports par due aux personnes

Ch / Désignation	Chambre 1	Tunnel	S.A.S
nombre de personnes :n	4	3	11
q_p(kcal/h)	227.04	537.5	190.92
Q_{pe}(kcal/h)	302.72	537.5	700.04

III.3.6 Apports due à l'introduction des denrées Q_{de}

C'est la quantité de chaleur à extraire de la marchandise introduite dans la chambre froide, elle est donnée par la formule suivante :

$$Q_{de} = \frac{m.c1.(t1 - t2) + m.L + m.c2(t2 - t3)}{86400}$$

Avec :

m : masse de denrées introduite chaque jour (kg/j)

C1 : chaleur massique des denrées avant congélation (k j/kg. °c)

C2 : chaleur massique des denrées après congélation (k j/kg. °c)

t1 : température d'introduction de la denrée (°C)

t2 : température de congélation de la denrée (°C)

t3 : température d'entreposage de la denrée (°C)

L : chaleur latente de congélation (k j/kg)

86400 : nombre de secondes dans une journée (s/j)

Exemple de calcul :

- Tunnel de congélation : (ti=-40°C)
- m =1170(kg/j)
- c1 =3.430 (k j/kg. °C)
- c2=1.800 (k j/kg. °C)
- L=280 (k j/kg℃)
- t1 =8(°C)
- t2 =-2.22(°C)
- t3 =-40(°C)

$$Q_{de} = \frac{1170 \times (3.430.(8 + 2.22) + 280 + 1.8(-2.22 + 40)}{86400}$$

Q_{de}=5.18 kW =5180 W=4454.8kcal/h

Chambre 1 (ti=1°C)

$$Q_{de} = m.c1.\frac{(t1 - t2)}{86400}$$

$$Q_{de} = 22275\text{X}\frac{3.43.(8 + 2.22)}{86400}$$

Q_{de}=9037.5w =7772.2kcal/h

Application au projet :

Tableau (III.10) : donnant les apports par introduction des denrées

Désignation	m (kg/j)	C1 (k j/kg. °C)	C2 (k j/kg. °C)	L (k j/kg °C)	t1 (°C)	t2 (°C)	t3 (°C)	Q_{de} (kcal/h)
Tunnel	1170	3.43	1.8	280	8	-2.22	-40	4454.8
Désignation	m (kg/j)	C1 (k j/kg. °C)	C2 (k j/kg. °C)	L (k j/kg °C)	t1 (°C)	t2 (°C)	t3 (°C)	Q_{de} (kcal/h)
Chambre 2	1478.29	3.43	1.8	280	8	-2.22	1	7772.2

III.3.7 Apports matériel roulant :

$$Q_m = \frac{n \times p \times t}{24}$$

Q_m : Charge thermique due au matériel roulant w

n:nombre de matériels roulants d'un type donne 1

p : puissance totale de chaque type de matériels en 3.7 k w

t : durée de fonctionnement du matériel roulant en 8h/j

$Q_m = \frac{1 \times 3.7 \times 8}{24}$ Q_m =1060.6kcal/h

III.4 Puissances frigorifique de l'évaporateur :

A ce stade du calcul, on détermine la puissance frigorifique intermédiaire Q_{0int}que le ou les évaporateurs devront assurer afin de couvrir la charge thermique intermédiaire

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

Exemple de calcul :

- Tunnel de congélation : (ti=-40°C)

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_m + Q_{de}$$

$$Q_{int} = 1903.76 + 2134.52 + 3898.2 + 360 + 537.5 + 0 + 4454.8$$

$Q_{int} =$ 13288.78 kcal/h

La puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporation est :

$$Q_{0.int} = \frac{Q_{int} \times 24}{t_{inst}}$$

Q_{int}: Durée de marche de l'installation frigorifique en h/j (en général 18h/j pour les chambres froides de produits congelés et 16h/j dans les autres cas).

$Q_{0.int}$= (13288.78 x 24)/16=19933.17kcal/h

$Q_{0.int}$=23.178kw

CHAMBRE 01: $Q_{0.int}$= 28.91 KW

S.A.S : $Q_{0.int}$= 10.75 KW

$$Q_{0.prev} = (1.2) \times Q_{0.int}$$

Application au projet :

Désignation	Chambre1	Tunnel	S.A.S
Q_{int} (kcal/h)	16575.17	13288.78	6165.35
$Q_{0.int}$ (kcal/h)	24862.75	19933.17	9248.02
$Q_{0.prev}$ (kcal/h)	19835.3	23919.8	11097.62

III.4.1 Sélection provisoire des évaporateurs

D'après le catalogue du fabriquant « FRIGA-Bohn »

a) Pour la chambre de stockage le model de l'évaporateur sélectionné est : NKH 2×6D B1 S

(Annexe 1)

Condition de fonctionnement demandé :

Puissance totale : 23.18kw

Δt = 8 k

Température de la chambre : - 40°c

Fluide frigorigène : R404A

1 évaporateurs

Caractéristique technique (appareil standard)

- **Ventilation**

Nombre de ventilateurs : 2

Puissance totale des moteurs : 1900 w

- **Dégivrage** Puissance totale : 13200W

b) Pour la chambre réfrigération le model de l'évaporateur sélectionné est :
NKH 1×8D C1 L

(Annexe 2)

Condition de fonctionnement demandé :

Puissance totale : 28.91kw

$\Delta t = 8$ k

Température de la chambre : 1°c

Fluide frigorigène : R404A

1 évaporateur

- **Ventilation**

Nombre de ventilateurs : 1

Puissance totale des moteurs : 2000 w

c) Pour la S.A.S le model de l'évaporateur sélectionné est :
SD 118 R

(Annexe 3)

Condition de fonctionnement demandé :

Puissance totale : 10.75 kw

$\Delta t = 8$ k

Température de la chambre : 8°c

Fluide frigorigène : R404A

1 évaporateur

- **Ventilation**

Nombre de ventilateurs : 3

Puissance totale des moteurs : 102 w

III.4.2 Apports par ventilateurs :

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

$$Q_{vent} = \frac{\mathrm{n \times p \times T_{evp}}}{\mathrm{T_{inst}}}$$

n : nombre de moteurs de ventilateurs en h/j

p : puissance des ventilateurs (w)

$\mathrm{T_{evp}}$: Durée de fonctionnement des ventilateurs (h/j)

Application au projet :

Désignation	Tunnel	Chambre1	S.A.S
N	2	1	3
P(w)	1900	2000	102
Q_{vent} (w)	3800	2000	306

Tableau (III.11) les apports par ventilateur

III.4.3 Apport par dégivrage

Il existe différents systèmes de dégivrage d'un évaporateur mais il s'agit souvent de résistance électrique :

La charge due à la résistance électrique est :

$$Q_{deg} = \frac{\mathrm{n \times p \times T_{deg}}}{\mathrm{T_{inst}}}$$

Avec :

n = nombre de résistance électriques

P = puissance calorifique de charge résistance d'un type donné en W

$\mathrm{T_{deg}}$ =durée journalière de dégivrage en [h/j]

T_{inst} = durée de marche de l'installation frigorifique en [h/j]

$$Q_{deg} = \frac{13200.1.33}{18}$$

Application au projet :

Désignation	TUNNEL
P× n(w)	13200
Q_{deg} (w)	975.33

Tableau (III.12) les apports par dégivrage

III.4.4 Puissance frigorifique a installée Q_0

$$Q_0 = Q_{deg} + Q_{vent} + Q_{0.int}$$

TUNNEL : t=-40°C :

$$Q_0 = 23.17 + 0.97 + 1.2 = 25.34 KW$$

Chambre 1 : t=1°C : $Q_0 = 28.91 + 2 = 30.91 KW$

S.A.S t=8ºC Q_0 = 10.75+0.3=11.05 KW

Tableau (III.13) : Récapitulatif du bilan thermique (puissance frigorifique)

Chambre / Apports	1	TUNNEL	S.A.S
Apports par transmission	4185.11	1903.76	3005.45
Apports par renouvellement d'air	2076.04	2134.52	895.26
Apports par ouverture des portes	278.5	3898.2	-
Apports par éclairage	900	360	504
Apports par due aux personnes	302.72	537.5	700.04
Apports due à l'introduction des denrées	7772.2	4454.8	-
Apports matériel roulant	1060.6	-	1060.6
Apports par ventilateurs	1720	3268	263.16
Apport par dégivrage	-	838.79	-
Q_{int}(kcal/h)	18295.17	16191.57	6428.5
$Q_{0.int}$(kcal/h)	27442.75	24287.35	9642.76
$Q_{0.prev}$ (kcal/h)	32931.31	29144.82	11571.31
Puissance frigorifique a installée Q_0 (KW)	38.29	33.88	13.45

III.5 Choix du fluide frigorigène :

Dons notre installation frigorifique, on choisit le réfrigérant 404A(R404A) comme fluide frigorigène car il possède la majorité de ces critères.

III.5.1 Généralités sur le R404A :

Le R404A est une composition de R143a, R125 et de R134a. Il fait partie des fluides zootropes (série des R400, à l'opposé du fluide azéotrope de la série R500), qui ne se comportent pas comme des fluides homogènes lors de la condensation respectivement l'évaporation : les différents composantes peuvent change d'état de manière indépendante, c.-à-d. qu'elles fractionnent. Ce problème entraine des contraintes techniques (utilisation restrictive d'évaporateurs noyés, difficulté de remplissage en cas de fuite, etc.) et une réduction de l'efficacité énergétique de l'installation (conductivité thermique diminuée). Le taux de glissement de température du R404A, qui est la différence de température du réfrigérant dans la zone du changement d'état, est peu élevé, de sorte qu'il est souvent considère comme étant un réfrigérant a caractère quasi-azéotropique.

Le R404Aest essentiellement utilise dans la réfrigération commerciale de basse température, mais peut également trouver des applications dans la climatisation. Ininflammable, il est également non toxique et, en raison de ses propriétés, souvent compares au R507 [3]

III.6 : CHOIX DES ELEMENTS DE L'INSTALATION

III.6.1 : choix des compresseurs :

III.6.1.1 Rôle du compresseur :

Le rôle d'un compresseur frigorifique consiste essentiellement a aspirer les vapeurs froides produites dans l'évaporateur par suite de vaporisation d'un fluide frigorigène a l'état liquide pour ensuite, refouler ces vapeurs sous une haute pression afin de permettre leur condensation

A partir du logiciel Butzer, on choisit pour la chambre N° 1 un compresseurs semi-hermétiques à piston identiques, Model:4P-15.2Y (Annexe4). La puissance mécanique développée par le compresseurs est : 12.45 kW.

Pour le Tunnel, on choisit un compresseur semi-hermétique à piston, Model : 66F-80.2Y (Annexe 5). La puissance mécanique développée par ce compresseur est : 29.5kw

Pour la S.A.S, on choisit un compresseur semi-hermétique à piston, Model :2DC-3.2Y (Annexe 6). La puissance mécanique développée par ce compresseur est : 3.88 kw

III.6.2 : choix des condenseurs :

III.6.2.1 : Généralités :

Les condenseurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorigène et un fluide de refroidissement, le fluide frigorigène Sed la chaleur obtenir dans l'évaporateur et lors de compresseur de refroidissement. Lors de son passage dans le condenseur le fluide frigorigène passe de l'état vapeur à l'état liquide [5]

III.6.2.2 Rôle du condenseur :

Le rôle du condenseur est d'évacuer la quantité de la chaleur substituée au coure d'un cycle frigorifique au milieu à refroidir. Cette chaleur présente la somme des chaleurs des sensible des vapeurs surchauffées, la chaleur latente de liquide de liquéfaction (condensation) et la chaleur sensible de sou refroidissement de liquide condense [5]

Chambre1 : t=1°C

A partir de logiciel Friga-Bohn, on a choisi un condenseur de type WA 95 04/06P

(Annexe7) La puissance$Q_{tot} + Q_{int} = 38.29 + 12.45 = 50.74kw$

TUNNEL : t= - 40°C

A partir de logiciel Friga-Bohn, on a choisi un condenseur de type CCT 1132 /0 (annexe8) La puissance $Q_{tot} + Q_{int} = 33.88 + 29.5 = 63.38kw$

Pour la S.A.S: t= 8°C

A partir de logiciel Friga-Bohn, on a choisi un condenseur de type WA34 08/12P (annexe9) La puissance $Q_{tot} + Q_{int} = 13.45 + 3.88 = 17.33 \quad kw$

III.6.3Choix des évaporateurs :

III.6.3.1Généralités :

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorifique et le milieu à refroidir. Le fluide frigorigène absorbe la chaleur de fluide à refroidir, ce dernier ce refroidir tan- disque le fluide frigorigène ce vaporise [5]

III.6.3.2Rôle de l'évaporateur :

L'évaporateur doit assurer le passage du flux calorifique prévenant du milieu à refroidir au fluide frigorigène, celui-ci absorbant ce flux de température constants par libération de sa chaleur latente vaporisation [5]

A partir du logiciel Friga-Bohn, on choisit pour la chambre N° 1 deux évaporateurs, La puissance deux évaporateurs =38.29kw Model : NKH 1x8D C2 R (annexe10)

Pour le Tunnel, on choisit évaporateurs, La puissance= 33.88kw Model : NKT 3 x 6Y B2 S (annexe11)

Pour la S.A.S , on choisit évaporateurs, La puissance= 13.45kw Model : TA 7R 6P

III.7 Choix des détendeurs thermostatiques :

III.7.1 Rôle

Un détendeur thermostatique est un régulateur pilote en d`une température, son rôle étant de régler la quantité du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur. Le fonctionnement des détendeurs thermostatiques étant base sur la surchauffe des vapeurs du fluide frigorigène quittant l'évaporateur ce qui les a fait dénommer par certains auteurs ‹détendeur à surchauffe constante›.

III.7.2 nécessite fonctionnelle :

L'utilisation d'un détendeur automatique presso statique ne permet pas d'obtenir un remplissage complet de l'évaporateur en liquide, donc un rendement maximum de celui-ci, qu'en fin de cycle de fonctionnement. Pour remédier a cet insuffisant périodique d'alimentation, les détendeurs thermostatiques ont été créés afin d'obtenir un remplissage constant et maximum de l'évaporateur a tout moment du cycle fonctionnel.

III.7.3 principe de fonctionnement :

Le détendeur thermostatique est place an amont de l'évaporateur et sont bulbe est fixe sur la conduite d'aspiration près de la l'évaporateur.

Lorsque le bulbe est chauffé, la pression de la vapeur à l'intérieur du bulbe augmente, cette augmentation est transmise par le bulbe capillaire vers la chambre placée au dessus du diaphragme, ce dernier et à force de pression est déplace vers le bas dans le sens opposé à la tension du ressort.

Ainsi le pointeau de siège du clapet est déplacé ouvrant le détendeur.

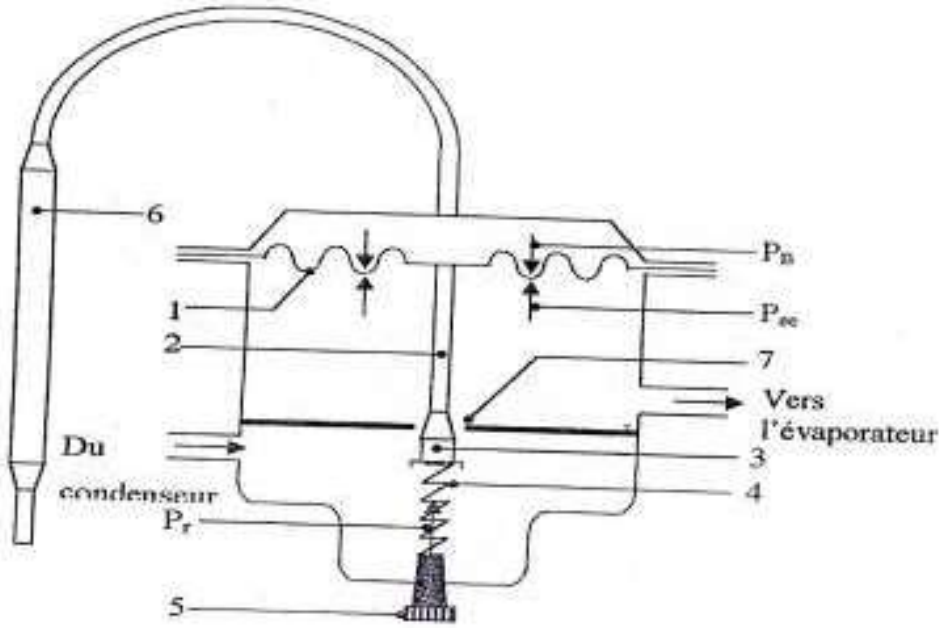
Quand le bulbe est refroidir, la vapeur à l'intérieur du bulbe se condense réduisant la pression, diaphragme est repoussé vers la position d'origine par le ressort et le pointeau est déplacé en direction de siège du clapet, fermant ainsi le détendeur.

La position du pointeau dépend de la quantité de chaleur disponible au niveau du bulbe et ce positionnement contrôle le débit du fluide frigorigène entrant dans l'évaporateur.

La plus part des détendeurs sont munie d'un système de réglage de la tension du ressort et par conséquent de la quantité de chaleur nécessaire au bulbe pour ouvrir le détendeur, ce réglage est appelé ‹‹ réglage de la surchauffe ››.

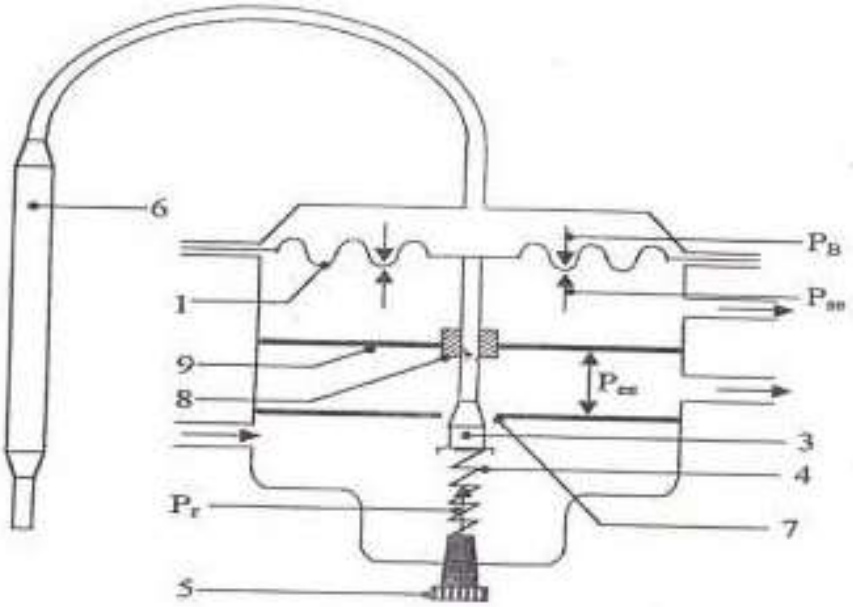
Il existe deux types de détendeur thermostatique :

- Détendeur thermostatique à égalisation interne de pression.
- Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression.



1- Membrane
2- Axe de commande
3- Pointeau
4- Ressort de réglage
5- Vise de réglage
6- Bulbe
7- Buse
P_B- Pression de bulbe
P_{ee}- Pression d'entrée de l'évaporateur
P_r- Force de ressort de réglage

Figure (III.1) : Détendeur thermostatique à égalisation interne de pression



1- Membrane
2- Axe de commande
3- Pointeau
4- Ressort de réglage
5- Vise de réglage
6- Bulbe
7- Buse
8- Presse-étoupe
9- Paroi de séparation
P_B- Pression de bulbe
P_{ee}- Pression d'entrée de l'évaporateur
P_{se}- Pression à la sortie de l'évaporiteur
P_r- Force de ressort de réglage

Figure (III.2) : Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression

CONCLUSION

Au terme de ce modeste travail, il est utile de rappeler qu'un certain nombre de difficultés ont été rencontrés durant la préparation de ce mémoire à savoir un manque de documentation et de manipulations pratique.

Ce travail aurait gagné beaucoup en analyse critique si les principes énoncés tout au long de ce document avaient été testés en milieu industriel réel. Les formules présentées tout au long de ce travail ont servi pour démontrer que tel ou tel raisonnement est plus adapté quant au choix des équipements frigorifique adéquats pour la conservation de denrées alimentaires en l'occurrence « poissons ».

Non obstant ces déficits, il est juste de signaler que les orientation et les observation judicieuses données au promoteur de ce mémoire a permis quant même d'aborder les questions essentielles liées essentiellement au dimensionnement des différents appareillages et des équipements frigorifiques permettant une meilleure conservation de denrées alimentaires précédents qui sont délicats.

En effet, la démarche et la méthodologie retenue pour réaliser ce travail ont permis de prendre connaissance des différentes technique usitées de par le monde pour le dimensionnement des chambre froide ainsi que l'approfondissement des connaissances acquises durant le cursus universitaire et ce dans les différents domaines concernant la thématique de ce mémoire a savoir :le transfert thermique, le bilan thermique, le choix des mitraille de l'installation.

Bibliographie

1/ Office Nationale de Météorologie (ONM)

2/ Calcule des chambres froides «H.J. Breilért », éditeur : Pyc livres (1998)

3/ P.J.Rapin, formulaire du froid (tome 2), $2^{émè}$ édition (1996).

4/ Les cours de $2^{émè}$et $3^{émè}$ année de production de froid, l'installation frigorifique et transfert thermique,

5/ M. Francis, froid industriel, Paul rivet, Marie-France terrier

6/ Mémoire de fine d'étude de «Bensedira sidali et Attabi mahmoud», intitule : ″ étude et dimensionnement d'un entrepôt frigorifique ″, Université de Khemis miliana

7/ Logiciels : Friga-Bohn,

8/ Logiciels : Bitzer

9/ les tables DTE

Table 8.7 : Densité d'entreposage de différentes marchandises.

Marchandise Concernée	Densité D'entreposag (kg/m³)	Conditionnement	Marchandise concernée	Densité D'entreposage (kg/m³)	Conditionnement
Bananes	250 300	Régimes Caisses bois	Sacre	750	Sacs
Beurre	650 1000	Tonnelets Cartons	Viande réfrigérée Sur pendoir	350	En vrac
Bière	600 650	Futs Caisses	Viande réfrigérée Salée	650	Boites
Céréales	650	En vrac	Viande réfrigérée Séchée	650	Balles
Fromage	500	Caisses	Viande réfrigérée de bœuf	300	En vrac
Fruits exotiques	350	Caisses	Viande congelée de mouton	300	En vrac
Haricots	600 700	Sacs En vrac	Viande congelée de porc	350	En vrac
Huile	650	Tonneaux	Vin	400 650	Tonneaux Cubitainers
Lait	800	Caisses	Conserves		
Œufs	350	Caisses	Carottes, en dés	420	Expresso
Oignons	450	Sacs	Chou	610	Expresso
Poisson, en Saumure	350	Tonneaux	Haricots verts	370	Expresso
¨Pommes	350	Caisses	Légumes	42	Expresso
Pommes de Terre	400 700	Sacs En vrac	Petits pois	440	Expresso

Annexes13

Table 8.9 : Durée moyenne de transit de différents types de marchandises Entreposées en chambre froid

Type de porte	Type de marchandise	dt (mn/t)
Porte à ouverture manuelle	Cas de la viande animale sur pendoir	15
	Cas des marchandises palettisées	6
Ports automatique commandée	Cas de la viande animale sur pendoir	1
	Cas des marchandises palettisées	8

Tableau 8 10 : Coefficients d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du Type d'entreposage des marchandises

Type d'entreposage	η_o
Entreposage de marchandises réfrigérées Palettisées à faible rotation	0.65…0.70
Entreposage de marchandises réfrigérées Palettisées à rotation rapide	0.45…0.50
Entreposage de marchandises congelées Palettisées à rotation rapide	0.50…0.60

Annexe 14

Tableau 8, 12 : Enthalpie massique en kj/kg de quelques denrées entreposables en chambre froide.

Denrée	Températures (˚C)												
	-20	-18	-15	-12	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
Beurre	0	4.2	10.6	17.6	22.6	36.8	93	108	126	147	172		
Fruit	0	6.7	17.2	29.7	39.4	83	272	291	309	328	347	366	
Lait, écrémé					0	10.9	21.8	32.7	43.5	54.4	653	76.2	87
Lait, écrémé					0	37.7	291	310	330	350	370	390	410
Poissons, filets	0	5.4	14.6	25.5	34.7	67	282	300	318	337	355	373	
Poisson, gras	0	5	14.2	24.3	32.7	61.5	249	266	283	301	317	354	
Viande, abats	0	5	13.8	24.3	33.1	62.8	261	279	269	314		349	366

Annexe 15

Tableau 8, 14 : Teneur en eau, point de congélation, capacité thermique massique et Chaleur latente de congélation de certaines denrées

Denrée	Teneur en eau ٪	Point de Congélation haut ˚C	Capacité thermique massique		Chaleur latente De congélation Kj/hg
			Avant congélation	Après congélation	
Ail séché	61.3	-2	2.89	1.67	207
Ananas immatures		-1			
Ananas matures	85.3	-1.1	3.68	1.88	283
Aubergines	92.7	-0.78	3.94	2.01	307
Bananes	74.8	-1	3.47	1.76	251
Betteraves	87.6	-1.05	3.85	1.93	293
Beurre	15.5	-5.55	2.3	1.42	197
Bière	90	-2.22	3.81		300
Cacao, en poudre	0.5			2.1	
Café, vert	10		1.26	1	33
Carottes immatures	88.2	-1.39	3.77	1.93	293
Carottes matures	83	-1.35	3.77	1.93	276
Céréales, sèches	0…28		1.26…2.26		
Champignons	91.1	-0.98	3.89	1.97	302
Chou	84.9	-0.83	3.68	1.93	283
Chou fleur	91.7	-1.06	3.89	1.97	307
Citrons	85	-1.45	3.81	1.93	285
Concombres	96	-0.6	4.06	2.05	318
Crème	72.5		2.8	1.59	197
Crème glacée	65		3.27	1.76	242
Crevettes	77		3.39	1.8	260
Dattes	20	-15.7	1.51	1.09	67
Farine	13		1.84		
Fraises	89.9	-1.16	3.93	1.93	300
fromage à pate	50…35		2.51…1.88	1.67…1.26	176…109
Fromage blanc	80		2.93	1.88	268
Fruits, en général	84	-2	3.64	1.97	281
Eau	100	0	4.19	2.1	335
Gombo, cosses de	89.8	-1.83	3.85	1.93	297

Goyave	83		3.6		
Haricots verts	88.9	-1	3.85	1.97	297
Huile alimentaire	0		1.97	1.47	
Jambon, frais	54		2.64	1.51	179
Jambon, sale	45		2.34	1.38	149
Jus, en général	89		3.81	1.97	297
Lait entire	88	-0.56	3.85	1.93	293
Lait entier condensé	28		1.76		93
Lait concentré sucré	74		3.01		247
Lait en poudre	2.6		1.46		9
Légumes, en général	88	-1.4	3.77	1.93	295
Levure de boulanger	70.9		3.22	1.72	237
Maïs, immature	73.9	-1	3.31	1.76	246
Mangues	81.4	-0.94	3.56	1.84	272
Miel	18		1.46	1.09	60
Noix de coco	46.9	-0.89	2.43	1.42	156
Œufs	70	-1	3.18	1.67	226
Oranges	84		3.85	1.84	285
Papayes	90.8	-0.89	3.43	1.97	302
Petits pois	74.3	-1.09	3.31	1.76	246
Poisson, maigre à gras	85…62	-2.22	3.6…2.93	1.88…1.59	283…206
Pommes	84.1	-2	3.85	1.88	281
Pommes de terre	81.2	-0.61	3.56	1.84	270
Tomates immatures	93	-0.56	3.98	2.01	311
Tomates matures	94.1	-0.7	3.94	2.05	414
Viande, maigre à gras	77…40	-1.5	3.18…2.1	1.76…1.42	251…167
Foie, congelé	70	-1.7		1.72	232
Volaille, maigre à gras	74	-2.8	3.18…3.1	1.76…1.67	247

Annexe 16

Tableau 8 .14 : Nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes

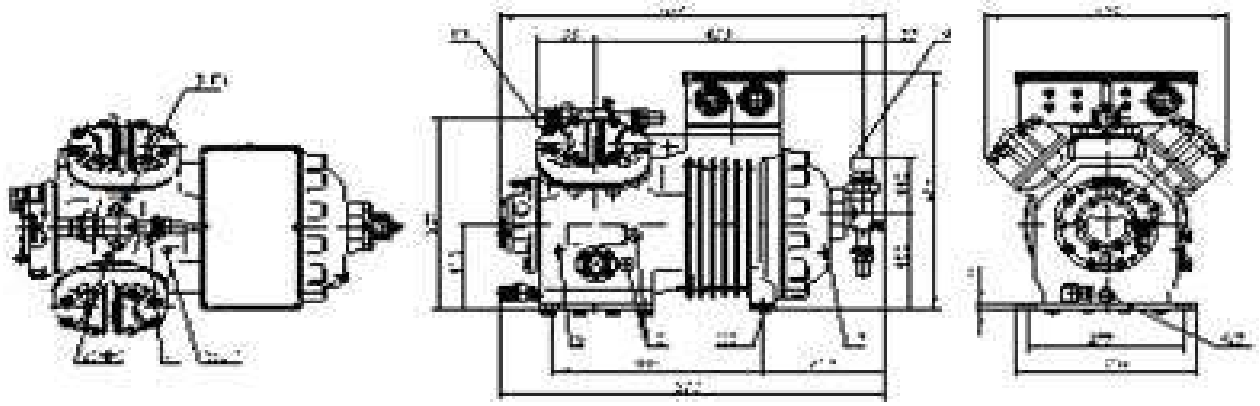
Chambres froides et meubles frigorifiques

Type de chambre froide Ou de meuble frigorifique		Nombre et durée des Périodes de dégivrage (min/d)
Groupe |	Chambre froide de produits congelés Chambre froide sans chauffage Meuble ilot Armoire frigorifique Présentoir frigorifique à viande en air recyclé Sans chauffage Présentoir frigorifique à pâtisserie à ventilation naturelle	2 × 60 min/d
Groupe ||	Resserre à viande Séchoir à saucissons Cambre de saumurage Chambre de maturation	4 × 20 mi/d
Groupe |||	Chambre froide à fruits et laitiers Chambre froide à fruits et légumes	3 × 20 min/d

Annexe 17

Données techniques : 4P-15 .2Y

Dimension et raccords

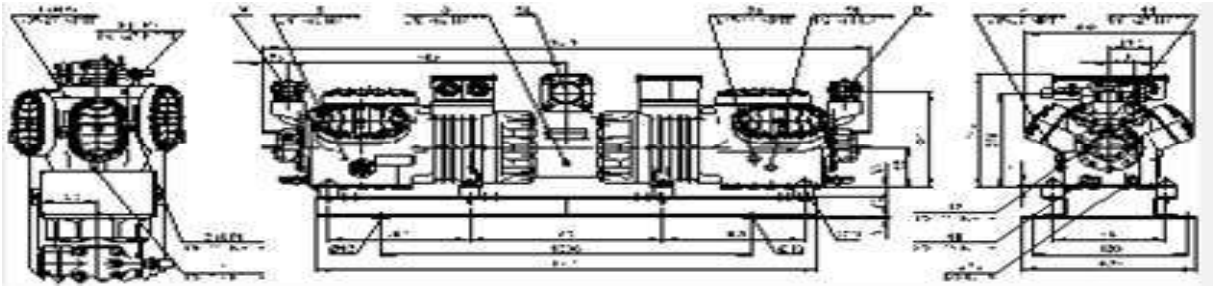


Données techniques :

Displacement (1450 RPM 50Hz)	47,14 m³/h
Displacement (1750 RPM 60Hz)	56,89 m³/h
No. of cylinder x bore x stroke	4 x 55 mm x 57 mm
Motor voltage (more on request)	380..420V PW-3-50Hz
Max. running current	31.0 A
Starting current (Rotor locked)	81.0 A Y / 132.0 A YY
Weight	152 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar
Connection suction line	35 mm - 1 3/8"
Connection discharge line	28 mm - 1 1/8"
Connection cooling water	R 1/2"
Oil type R134a/R404A/R507A/R407C	tc<55°C: BSE32 / tc>55°C: BSE55 (Option)
Oil type R22 (R12/R502)	B5.2 (Standard)
Oil charge	3,00 dm³
Crankcase heater	100 W (Option)
Oil pressure monitoring	MP54
Oil service valve	Option
Discharge gas temp. protection	Option
Motor protection	INT69VS (Standard), INT389 (Option)
Enclosure class	IP54 (Standard), IP66 (Option)

Données techniques : 66F-80.2Y

Dimension et raccords

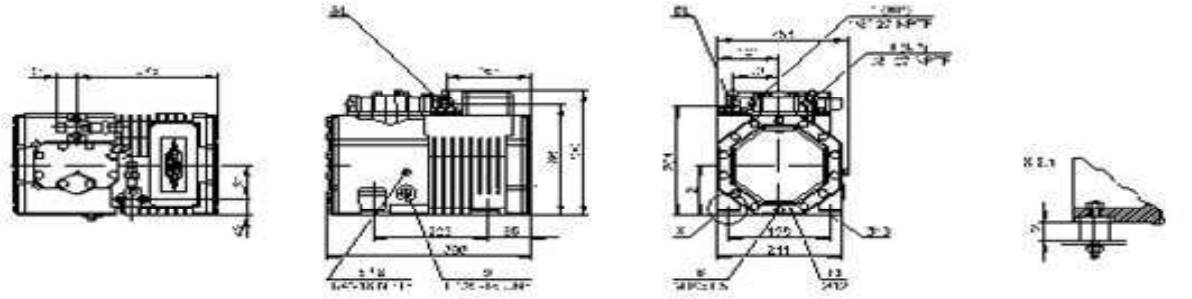


Données techniques :

Displacement (1450 RPM 50Hz)	303,2 m³/h
Displacement (1750 RPM 60Hz)	365,9 m³/h
No. of cylinder x bore x stroke	6+6 x 82 mm x 55 mm
Motor voltage (more on request)	380..420V PW-3-50Hz
Max. running current	2x78.0 A
Starting current (Rotor locked)	2x180.0 A Y / 2x323.0 A YY
Weight	519 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar
Connection suction line	76 mm - 3 1/8"
Connection discharge line	2x42 mm - 1 5/8"
Connection cooling water	R 3/4"
Oil type R134a/R404A/R507A/R407C	tc<55°C: BSE32 / tc>55°C: BSE55 (Option)
Oil type R22 (R12/R502)	B5.2 (Standard)
Oil charge	9,50 dm³
Crankcase heater	2 x 140 W (Option)
Oil pressure monitoring	MP54
Oil service valve	Option
Discharge gas temp. protection	Option
Motor protection	INT69VS (Standard), INT389 (Option)
Enclosure class	IP54 (Standard), IP66 (Option)
Start unloading	Option

Données techniques : 2DC-3.2Y

Dimension et raccords



Données techniques :

Displacement (1450 RPM 50Hz)	13,42 m3/h
Displacement (1750 RPM 60Hz)	16,20 m3/h
No. of cylinder x bore x stroke	2 x 50 mm x 39,3 mm
Motor voltage (more on request)	380..420V Y-3-50Hz
Max. running current	7.8 A
Starting current (Rotor locked)	35.0 A
Weight	70,5 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar
Connection suction line	22 mm - 7/8"
Connection discharge line	16 mm - 5/8"
Connection cooling water	--
Oil type R134a/R404A/R507A/R407C	tc<55°C: BSE32 / tc>55°C: BSE55 (Option)
Oil type R22 (R12/R502)	B5.2 (Standard)
Oil charge	1,50 dm3
Crankcase heater	0..120 W PTC (Option)
Oil pressure monitoring	--
Oil service valve	--
Discharge gas temp. protection	--
Motor protection	INT69V/7-II
Enclosure class	IP65

ANNEXE06

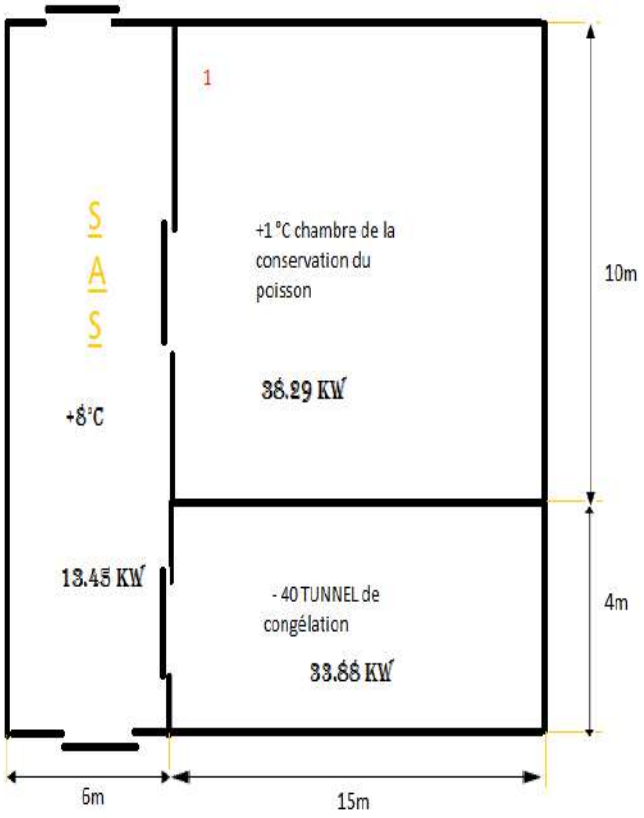


FIGURE : SCHÉMA DE L'ENTREPOT

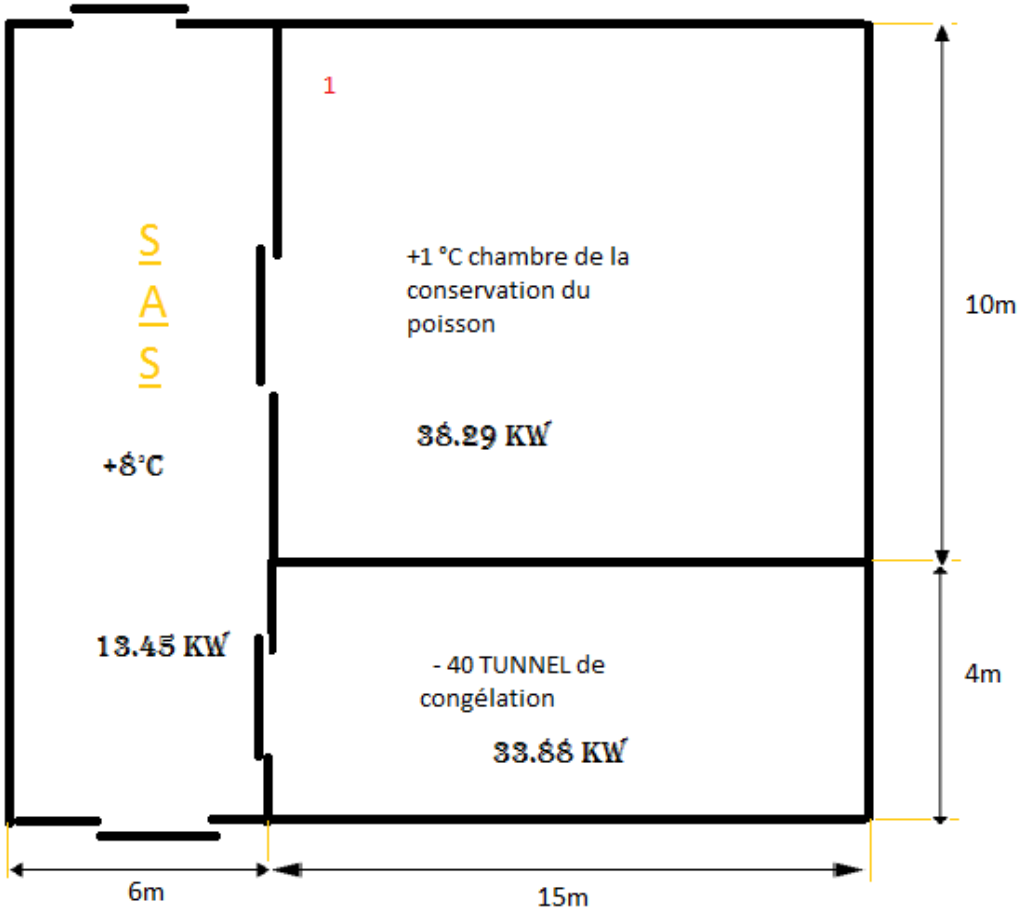


Figure : présentation le plan de travail et puissance frigorifique

