

UNIVERSITE. CHEIKH ANTA DIOP  
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE  
CENTRE DE THIES



Gm. 0092

# PROJET DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur de  
Conception en Génie Electromécanique

**Titre :**

*Conception d'entrepôts frigorifiques pour le projet  
Coop-Pionnier de THIES : « Optimisation énergétique  
économique et environnementale »*

**Auteurs :**

Mamadou Moustapha SECK  
Mory SEYE

**Directeurs :**

MM. Banda NDOYE  
Oumar DIALLO

**JUILLET 2000**

## DEDICACES

Par le Tout-Puissant, nous dédions ce rapport à notre guide "tabernacle des lumières et des connaissances", le prophète Mouhamed (PSL).

A mon père ,  
A ma mère,  
A mes frères et soeurs  
A mes amis

**Mamadou Moustapha SECK**

A mon défunt père,  
A ma mère,  
A mes frères et soeurs,  
A mes amis .

**Mory SEYE**

## REMERCIEMENTS

Il nous est particulièrement agréable à travers cette page, d'adresser nos plus sincères remerciements à toutes ces personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réussite de ce projet de fin d'étude :

- ✘ Messieurs Banda NDOYE et Oumar DIALLO, professeurs au Département, pour leur sollicitude constante quant à l'encadrement de ce projet ;
- ✘ Monsieur Youssouph MANDIANG, professeur à l'E.S.P centre de Dakar pour sa disponibilité constante et l'aide qu'il nous a apportée durant ce travail ;
- ✘ Monsieur Harouna BAL chef du bureau d'études FROID à DAMETAL pour sa collaboration sans faille dans le choix des équipements ;
- ✘ Enfin nous adressons nos remerciements à l'ensemble des professeurs du Département pour leur abnégation discrète mais tout aussi efficace pour notre formation, ainsi qu'à tous les camarades de promotion pour leur sympathique compagnie au cours de notre randonnée collective à la recherche de plus de connaissances.

## SOMMAIRE

Ce présent rapport sanctionne le travail accompli dans le cadre du projet de fin d'études intitulé : Conception d'entrepôts frigorifiques pour le projet Coop-Pionnier de Thiès : Optimisation énergétique, économique et environnementale. L'objectif de ce projet est donc de concevoir des entrepôts de stockage et de conservation des denrées alimentaires périssables. Il devra donc présenter une solution permettant d'utiliser une source d'énergie économe et de réduire les émissions de gaz à effet de serre.

Le premier chapitre traite des causes d'altération des denrées périssables ainsi que des différentes méthodes de conservation de celles-ci. Il traite également de la cadence des produits, laquelle permettra de dimensionner les entrepôts.

Un calcul des besoins de froid à partir des enthalpies entre les états initiaux et finaux des processus de réfrigérateur est faite dans le chapitre II.

Une description détaillée des systèmes de production et une classification des équipements existants sont faites dans le chapitre III.

Dans le chapitre IV nous avons traité le calcul des charges thermiques des différentes chambres. Ce calcul a permis de connaître la puissance frigorifique au niveau de chaque chambre. Dans ce chapitre il est traité le dimensionnement et le choix des équipements frigorifiques et des champs de capteurs solaires ainsi que la conception des entrepôts. L'étude des coûts est aussi présentée dans le chapitre V.

**Liste des figures :**

	Pages
Figure 1 .....	7
Figure 3-2-2 .....	38
Figure 4-2-2-1.....	62
Figure 4-2-3.....	68
Figure 4-2-3-2.....	70

## Liste des tableaux

### PAGES

Tableau 1.2.1.a : Conditions de stockage favorables et durée de conservation correspondante pour les viandes réfrigérées.....	10
Tableau 1.2.1.b : Conditions de stockage favorables et durée de conservation correspondantes pour les viandes congelées.....	11
Tableau 1.2.4 : Conditions de stockage favorables et durée de conservation correspondantes pour les poissons congelés.....	12
Tableau 1.3.a : Conditions de stockage favorables et durée de conservation correspondantes pour les fruits réfrigérés.....	14
Tableau 1.3.b : Conditions de stockage favorables et durée de conservation correspondantes pour les légumes réfrigérés.....	15
Tableau 1.7 : Caractéristiques des chambres de réfrigération et de congélation.....	22
Tableau 2.1 : Calcul des besoins de froid pour les denrées réfrigérées.....	24

Tableau 2.2 : Calcul des besoins de froid pour les denrées congelées.....	25
Tableau 4-1-4 : Dimensions des chambres froides.....	56
Tableau 4-2-1-a : Choix des équipements à compression.....	58
Tableau 4-2-1-b : Accessoires de l'installation à compression....	59
Tableau 4-2-3-1 : Aires des capteurs solaires.....	69
Tableau 4-2-3-2a : Débits du fluide caloporteur( gilotherm).....	71
Tableau 4-2-3-2b : Débits du fluide caloporteur( eau ).....	72
Tableau 4-2-3-4 : Longueur des tuyauteries .....	75
Tableau 5-1 : Coût du génie civil.....	77
Tableaux (3-1 à 3-9).....	annexes
Tableau 3-1 : Chambre de congélation Haricots verts – 18°C	
Tableau 3-2 : Chambre de réfrigération Haricots verts à 2°C	
Tableau 3-3 : Chambre de congélation Mangue à – 18°C	
Tableau 3-4 : Chambre réfrigération Mangues à 10°C	
Tableau 3-5 : Chambre de congélation Lait à – 30°C	
Tableau 3-6 : Chambre de réfrigération Lait à 3°C	

Tableau 3-7 : Chambre de réfrigération poissons à 0°C

Tableau 3-8 : Chambre de réfrigération Viande à 0°C

Tableau 3-9 : Tunnel de congélation à - 40°C

<b>Table des matières</b>	<b>PAGES</b>
<b>Dédicaces</b> .....	I
<b>Remerciements</b> .....	II
<b>Sommaire</b> .....	III
<b>Liste des figures</b> .....	IV
<b>Liste des tableaux</b> .....	V
<b>Table des matières</b> .....	VIII
<b>INTRODUCTION</b> .....	1
<b>Chapitre I : Données et Restrictions au projet</b> .....	3
I.1 – Causes d'altération des denrées périssables.....	3
I.1.1 – Evolution purement physique.....	4
I.1.2 – Influence des enzymes naturelles.....	4
I.1.3 – Influence des micro-organismes.....	6
I.1.4 – Influence de la température.....	7
I.1.5 – Influence de l'humidité relative.....	8
I.1.6 – Influence du mouvement de l'air.....	9
I.2 – Entreposage frigorifique des denrées d'origine carnée	
I.2.1 – Viandes.....	9
I.2.2 – Abats.....	11
I.2.3 – Volailles et gibiers.....	11
I.2.4 – Produits de la mer.....	12
I.2.5 – Produits laitiers.....	13
I.3 – Entreposage frigorifique des denrées	
d'origine végétale.....	13
I.5 – Classification des chambres froides selon la durée de	
l'entreposage.....	15

1.5.1 – Entreposage de courte durée.....	15
1.5.2 – Entreposage de longue durée.....	16
1.5.3 – Chambre d’entreposage.....	16
1.5.4 – Entreposage de plusieurs produits.....	16
1.5.5 – Entreposage par congélation.....	17
1.6 – Méthode de congélation.....	18
1.6.1 – Congélation lente.....	18
1.6.2 – Congélation rapide.....	19
1.6.2.a – Par circulation de l’air .....	19
1.6.2.b – Par contact direct.....	20
1.6.2.c –Par immersion.....	20
1.7 – Cadence par produit...../.....	21
<b>Chapitre II : Bilan thermodynamique des produits.....</b>	<b>23</b>
II.1 – Bilan thermodynamique pour la réfrigération des produits.....	23
II.2 – Bilan thermodynamique pour la congélation des produits.....	24
<b>Chapitre III : Etude de l’entreposage des denrées.....</b>	<b>26</b>
III.1 – Production de froid par compression mécanique....	26
III.1.1 – Constitution.....	26
III.1.1.1- Evaporateurs.....	26
III.1.1.2- Compresseurs ou groupes compresseurs condenseurs.....	29
III.1.1.3- Condenseurs.....	31
III.1.1.4- Détendeurs.....	32
III.1.2 – Mode opératoire.....	32

III.1.3 – Fluide frigorigène.....	33
III.1.4 – Source d'énergie.....	34
III.1.5 – Disponibilité sur le marché.....	35
III.2 – Production de froid par absorption.....	35
III.2.1 – Constitution.....	36
III.2.2 – Mode opératoire .....	37
III.2.3 – Fluide frigorigène.....	40
III.2.4 – Source d'énergie.....	41
<b>Chapitre IV : Conception des entrepôts et dimensionnement des équipements.....</b>	<b>43</b>
IV.1 Calcul des charges thermiques des chambres froides.....	43
IV.1.1 Généralités.....	43
IV.1.2 Calcul des charges thermiques externes.....	45
IV.1.2.1 Charges thermiques par transmission.....	45
IV.1.2.2 Charges thermiques par renouvellement d'air.....	47
IV.1.2.3 Charges thermiques par ouverture des portes.....	48
IV.1.3 Charges thermiques internes.....	49
IV.1.3.1 Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées.....	49
IV.1.3.1.1 L'éclairage.....	49
IV.1.3.1.2 Charges thermiques dues aux personnes.....	50
IV.1.3.1.3 Charges thermiques dues aux matériels roulants et machines diverses.....	50

IV.1.3.2 Charges thermiques dépendantes des produits entreposés.....	51
IV.1.3.2.1. Charges thermiques dues aux denrées entrantes.....	51
IV.1.3.2.2 Charges thermiques dues aux à la respiration des denrées .....	52
IV.1.3.2.3 Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur .....	53
IV.1.3.2.4 Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs ....	53
IV.1.3.2.5 Charge thermique due aux résistances de dégivrage.....	55
IV.1.4 Puissance frigorifique effective de l'évaporateur...	55
IV.2.1 Choix des équipement de compression.....	57
IV.2.2 Système à absorption.....	59
IV.2.2.1 Choix du cycle CADE.....	59
IV.2.2.2 Bilan thermique autour de l'évaporateur...	63
IV.2.2.3 Bilan thermique autour du condenseur....	63
IV.2.2.4 Bilan thermique autour du générateur.....	63
IV.2.2.5 Bilan thermique autour de l'absorbeur.....	65
IV.2.3 Dimensionnement des capteurs solaires.....	66
IV.2.3.1 Calcul de l'aire des champs de capteurs ...	68
IV.2.3.2 Calcul du débit volumique du fluide caloporteur au niveau de la tuyauterie.....	70
IV.2.3.3 Dimensionnement des réservoirs de stockage.....	72
IV.2.3.4 Calcul de la tuyauterie du circuit ( machine à absorption – capteurs solaires).....	74

<b>Chapitre V : Etude économique et environnementale</b> .....	77
V.1 – Coûts du génie civil.....	77
V.2 – Etude économique du système à compression.....	78
V.2.1 – Coûts d'investissement.....	78
V.2.2 – Coûts d'exploitation.....	78
V.2.2.1- Option électricité.....	78
V.2.2.2- Option groupe électrogène.....	79
V.3- Etude économique du système à absorption solaire...79	
V.3.1 – Coûts d'investissement.....	79
V.3.2 – Coûts d'exploitation.....	80
V.4 – Etude comparative des deux systèmes.....	81
V-5- Etude environnementale.....	81
<b>CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS</b> .....	83
Références bibliographiques.....	84
Annexes.....	85

## INTRODUCTION

Le froid prend de nos jours de plus en plus d'importance dans la vie de l'homme. Que ce soit pour la conservation des aliments dans les processus industriels ou pour le confort personnel, l'homme a aujourd'hui développé des techniques très variées pour satisfaire ses besoins en froid. Les systèmes de réfrigération ou de conservation des denrées alimentaires périssables sont presque toujours inexistants ou inadéquats surtout dans les zones rurales au Sénégal. Les produits alimentaires périssables représentent la moitié ou les trois quarts de tous les produits alimentaires. A Thiès, nous enregistrons annuellement une grande perte de ces derniers à cause du manque de structures de conservation de ces denrées.

Les grandes concentrations urbaines requièrent une très grande quantité d'aliments produits et procédés à l'intérieur ou en dehors de ces localités. C'est pourquoi la conservation des aliments au niveau de la région de Thiès est plus importante que jamais. Ces produits doivent être conservés pendant l'entreposage jusqu'au moment de leur consommation. Cette période peut être d'une durée de quelques heures, jours, semaines ou même d'années. Plusieurs produits en particulier les fruits et les légumes sont des produits saisonniers. Pour pouvoir les conserver à l'année longue, il est nécessaire de les conserver pendant les saisons au cours desquelles la production est inexistante.

Pour remédier à cette situation, il faut des entrepôts frigorifiques, qui répondent à la demande, dont le coût est appréciablement moindre du point de vue économique, énergétique et environnemental. C'est dans cette perspective que s'inscrit le projet Coop-Pionnier de la région de Thiès, pour la construction d'une centrale d'achat.

Ce rapport porte sur la conception d'entrepôts de stockage et de conservation des denrées pour la dite centrale.

Une étude comparative sur les différentes machines de production froid sera effectuée afin d'en retenir la plus optimale sur le plan économique, énergétique et environnemental.

**Chapitre I :****DONNEES ET RESTRICTIONS AU PROJET**

Le but de l'entreposage frigorifique est d'obtenir un temps de conservation donné en fonction de la nature des denrées et des exigences commerciales, avec des frais de conservation réduits au maximum, sans que leur valeur marchande soit dépréciée, du fait d'un changement de coloration, d'un ratatinement, de flétrissure pour les tissus animaux, de rancidité du fait d'une perte de poids excessive.

La pratique a montré que pour une bonne conservation des produits périssables, outre le maintien d'une température convenable, celui d'un degré hygrométrique approprié du milieu ambiant avait une grande importance et que, de plus la tenue d'un degré hygrométrique adéquat participe pour une part importante à un prix de revient admissible (perte de poids et présentation du produit). Donc la conservation économique résulte du maintien simultané de la température convenable et de l'humidité relative.

**1-1/ Les causes d'altération des denrées périssables**

Pendant l'entreposage, il se produit dans les denrées périssables des altérations qui modifient leurs qualités et finalement conduisent à leurs décompositions. La détérioration des aliments est causée dans la majorité des cas par des modifications chimiques

complexes qui se produisent à l'intérieur de ces aliments après la cueillette, la récolte ou l'abattage.

Ces changements sont causés soit par des agents internes que sont les enzymes naturelles ou des agents externes que sont les micro-organismes. La plupart du temps les enzymes naturelles et les micro-organismes unissent leurs efforts dans la destruction des denrées alimentaires.

#### **1-1-1/ Evolution purement physique**

L'évaporation de l'eau est un élément principal de la corruption. Cette évaporation n'a pas seulement l'inconvénient d'entraîner une perte de poids, et par suite un préjudice d'exploitation, mais aussi une dessiccation de la surface extérieure qui se ride, un changement de couleur superficielle qui donne à la marchandise une apparence fâcheuse diminuant sa valeur commerciale. A mesure que l'évaporation progresse, les produits deviennent fibreux.

#### **1-1-2/ Influence des enzymes**

Dans les produits animaux et végétaux, il peut se produire au cours de l'entreposage des modifications chimiques sous l'influence de ferments (enzymes). Les enzymes sont des substances chimiques complexes qui ressemblent à des protéines et qui servent d'agents catalyseurs capables d'apporter des changements chimiques dans

les matières organiques. Il existe plusieurs sortes d'enzymes et chacune d'elle peut, produire une seule réaction chimique particulière. Les enzymes sont identifiées par la substance sur laquelle elles agissent ou soit par le résultat obtenu de leur action. Par exemple l'enzyme lactase change le lactose (sucre du lait) en acide lactique. Ce procédé est responsable de l'aigrissement du lait. Ils sont associés aux différents processus de fermentation, c'est pourquoi elles sont parfois appelées ferments.

Cependant les enzymes peuvent agir aussi bien pour détruire les tissus des cellules mortes que pour maintenir les tissus de cellules vivantes. De ce fait, ce sont les principaux agents responsables de la décomposition de toutes les matières organiques comme la putréfaction de la viande et des poissons ainsi que la pourriture des légumes et des fruits. Leur action doit être enrayée ou tout au moins diminuée.

L'action des enzymes est maximum en présence d'oxygène libre (comme dans l'air) et diminue à mesure que la quantité d'oxygène diminue. Certaines enzymes préfèrent un milieu acide, tandis que d'autres requièrent un milieu neutre ou alcalin. Celles qui exigent un milieu acide sont complètement détruites par un milieu alcalin, tandis que celles qui requièrent un milieu alcalin sont détruites dans un milieu acide.

### 1-1-3/ Influence des micro-organismes

Une autre cause de décomposition des produits périssables en entrepôts est imputable aux micro-organismes. De tous les micro-organismes seuls les bactéries, les levures et les moisissures nous intéressent. Car ces organismes se trouvent en grand nombre partout : dans l'air, dans le sol, dans l'eau, dans tous les endroits où les conditions favorisent la vie des organismes. Ce sont des agents de fermentation, de putréfaction et de décomposition car ils sécrètent des enzymes qui attaquent la matière organique. Leur croissance cause des changements chimiques complexes dans les aliments qui altèrent de façon indésirable la saveur, l'odeur ou l'apparence de ces produits. De plus, certains micro-organismes sécrètent des substances toxiques (toxines) excréments dangereux qui causent des intoxications pouvant conduire à la mort.

Le fruit est particulièrement sensible à un champignon générateur de moisissure, tandis que la viande, le poisson et les œufs, sont attaqués par les bactéries. La chair des viandes fraîchement abattues et des poissons est pratiquement stérile. L'infection commence toujours par les parties superficielles et la prolifération des micro-organismes se propagent d'une façon extraordinairement rapide vers l'intérieur.

### 1-1-4/ Influence de la température

Les évolutions bactériennes présentées sur les diagrammes 1. 2 et 3 de la figure 1 sont fondées sur les températures d'entreposage ; on voit que ces évolutions s'atténuent avec l'abaissement de la température. L'évaporation de l'eau qui entraîne la perte de poids décroît avec l'abaissement de la tension de vapeur celle-ci étant d'autant plus faible que la température est basse. A 30°C elle s'élève à 31.8 mm Hg et à 0°C à 4.6 mm Hg. Dans le voisinage du point de congélation, la variation de température des réactions chimiques s'accroît sensiblement dans certains éléments vivants. Ainsi chez les poissons, la résistance aux altérations à 0°C est plus longue qu'à 1°C, et à -1°C sensiblement plus longs qu'à 0°C.

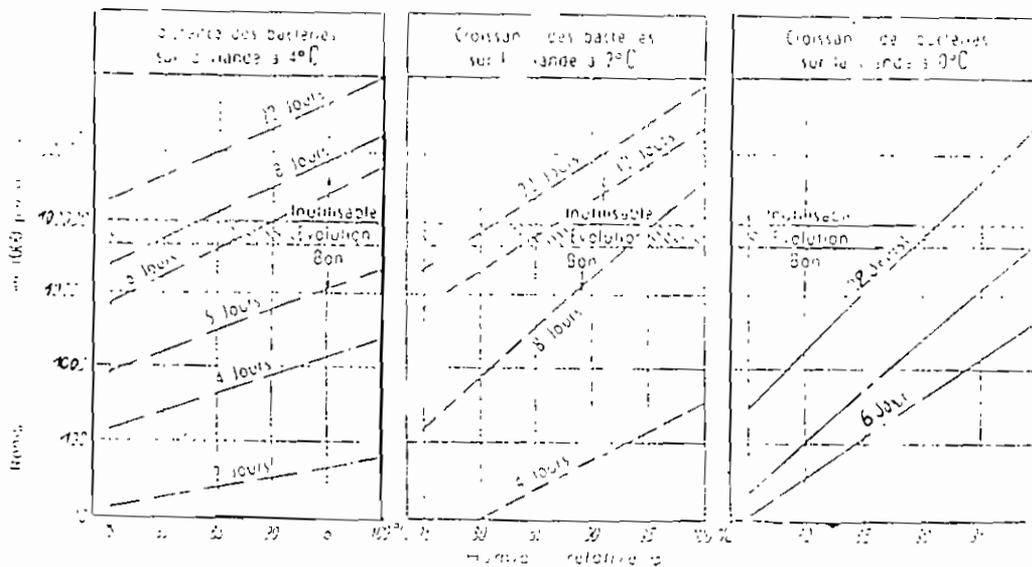


figure 1 : Croissance des bactéries sur la viande en fonction de température de stockage, du temps et de l'humidité relative

En ce qui concerne le développement, à différentes températures, des micro-organismes, il existe pour chaque catégorie des températures favorables. Si on considère par exemple le groupe thermophile, la croissance commence déjà à environ 45°C. Pour le groupe cryophile, le développement trouve une température favorable de 15°C à 20°C et le groupe mésophile de 30 à 35°C. Ce dernier groupe ne peut plus se multiplier au-dessous de 10°C tandis que les cryophiles continuent à le faire à -7°C. On peut conclure de tout ce qui vient d'être dit qu'en général le développement des micro-organismes, en dehors des domaines de températures qui leur sont propres, est retardé par un abaissement de ces températures. Mais il faut insister sur le fait que beaucoup de micro-organismes ne sont pratiquement pas détruits aux températures de congélation utilisées dans les chambres froides.

#### **1-1-5/ Influence de l'humidité relative**

A côté de la température, l'humidité relative exerce une très grande influence sur le comportement des denrées entreposées en chambre froide. La perte de poids par évaporation s'abaisse avec l'augmentation de l'humidité relative dans l'air de la chambre froide. De fortes humidités relatives favorisent la croissance des micro-organismes (voir figure 1), surtout dans le domaine des températures élevées des chambres froides. En général, l'humidité relative peut s'élever d'autant plus que la température est plus basse.

### **1-1-6/ Influence du mouvement de l'air**

Le mouvement de l'air dans la réfrigération, la congélation et l'entreposage exerce aussi une influence sur la qualité et la résistance des marchandises à l'évolution bactériologique. L'air en mouvement empêche l'accumulation d'humidité à la surface des denrées.

## **1-2 / Entreposages frigorifiques des denrées d'origines carnées:**

### **1-2-1/ Les viandes**

Les micro-organismes (bactéries, moisissures, levures) sont très dommageables à la conservation des viandes. Ils sont dangereux à la santé, et donnent une mauvaise odeur ; accélèrent l'oxydation et apportent des changements déplaisants dans la saveur. Les enzymes naturelles ont une action bénéfique sur les viandes. Ce sont les procédés chimiques qui permettent le vieillissement et l'attendrissement de la viande. Au moment de l'abattage, les carcasses sont souillées de différentes façons. Dans les entrepôts, une contamination peut provenir des toiles enveloppant les quartiers des viandes congelées. En conservation une contamination peut se produire dans les salles surtout du point de vue moisissures.

En ce qui concerne l'entreposage, on choisira une température aussi basse que possible, une limite inférieure est posée par le fait que la congélation de la viande commence aux environs de  $-1^{\circ}\text{C}$  de

sorte qu'une température de 0°C à 1°C peut être considérée comme la plus favorable à l'entreposage, le degré hygrométrique étant prioritairement plus élevé que celui de 0,75. Pour diminuer les pertes de poids, il est essentiel que soient limitées les fluctuations de température et d'humidité dans la chambre. Les tableaux 1-2-1-a et 1-2-1-b donnent les conditions de stockage favorables et les durées de conservation correspondantes pour les denrées animales.

Nature des denrées	Température °C	Humidité relative (%)	Durée
Bœuf	0	90	4 à 5 semaines
Veau	0	90	1 à 3 semaines
Mouton	0	90	1 à 2 semaines
Poulet	0	90	7 à 10 jours

**Tableau 1-2-1-a :** Conditions de stockage favorables et durée de conservation correspondante pour les viandes réfrigérées

Nature des denrées	Température °C	Hygrométrie (%)	Durée
Bœuf	-18	95	8 à 12 mois
Mouton	-18	95	6 à 10 mois
Poulet	-18	95	6 à 8 mois

**Tableau 1-2-1-b :** Conditions de stockage favorables et durée de conservation correspondantes pour les denrées animales congelées.

### 1-2-2/ Les Abats

La conservation de la foie est de 3 mois seulement une durée au-delà de laquelle il y a décoloration, amollissement de la teinte et saveur désagréable. On distingue commercialement les abats rouges (foie, cœur, poumons, rognons, rate) et les abats blancs (ris, panse, cervelle, pieds, tête). Nous devons éviter de les introduire ensemble avec les viandes. Ils doivent être réfrigérés à 0°C et leur température de congélation optimale se trouve entre -17 et -20°C.

### 1-2-3/ Les volailles et gibiers

Les conditions dans lesquelles les volailles sont préparées avant leur mise en frigorifique influent grandement sur leur conservation. Si la volaille est entreposée non vidée, il est de règle de sacrifier la volaille après 24 heures de jeûne, pendant lesquelles on a donné simplement de l'eau pure. Pour la réfrigération, on doit maintenir la température aux environs de 0°C avec de très faibles variations en plus ou en moins. L'humidité relative peut en outre être élevée (85 à 90 %) pour réduire la dessiccation ; la congélation qui a lieu à partir

de  $-1^{\circ}\text{C}$ , permet une conservation de longue durée et commercialement ne doit pas dépasser 12 mois. Voir les tableaux 1-2-1-a et 1-2-1-b.

#### 1-2-4/ Les produits de la mer

Les poissons frais et les crustacés doivent être conservés à une température aussi près que possible de leur point de congélation. Pour les poissons pêchés dans l'atlantique, la durée de conservation à  $0^{\circ}\text{C}$  est deux fois plus longue qu'à  $4^{\circ}\text{C}$ . Avant le stockage de poisson frais dans les chambres de réfrigération on doit le protéger de la dessiccation par un emballage approprié. Les poissons réfrigérés et les crustacés, ainsi que les filets de poisson, doivent être congelés et stockés dans un emballage étanche à la vapeur d'eau. Le tableau 1-2-4 donne les recommandations de l'Institut International du Froid.

Nature des denrées	Température $^{\circ}\text{C}$	Hygrométrie (%)	Durées
Poissons gras (hareng, sardines)	-18	95	2 à 4 mois
Poissons maigres (cabillauds)	-18	95	3 à 4 mois
Poissons plats (sole, plie)	-18	95	4 à 6 mois
Crustacés	-18	95	4 mois

**Tableau 1-2-4 :** Conditions de stockage favorables et durées de conservation correspondantes pour les denrées animales congelées

### **1-2-5/ Les produits laitiers**

Le contrôle de la contamination et de la multiplication bactériologique est le but premier de la préservation du lait. Les contenants, les mains, l'air dans les étables et les appareils utilisés doivent être exempts de toutes bactéries.

Le lait est refroidit entre 5°C et 0°C (certaines auteurs ont choisi 4°C et d'autres 3°C) ; mais pas en-dessous de 0°C. Il est congelé à -30°C pendant 4 à 6 mois. Le beurre est conservé pour de courtes périodes d'entreposage (8 à 10 jours) entre 0,5°C et 1°C; une température légèrement inférieure à 0°C ne sera pas nuisible. Pour les longues périodes la température est maintenue à -18°C.

Pour la crème, elle est entreposée à -18°C. Les fromages sont réfrigérés à 4°C et congelés à -10°C.

### **1-3 / Entreposage frigorifique des produits d'origine végétale**

L'entreposage à court terme des fruits et légumes est caractérisé par le fait que ces produits sont vivants au moment de leur cueillette. La croissance de leurs cellules continue, ils respirent et mûrissent. La plupart des fruits doivent être cueillis avant leur mûrissement complet. C'est la raison pour laquelle aucun de ces fruits qui continue à mûrir pendant l'entreposage et la distribution ne peut se comparer aux mêmes produits mûris complètement juste avant leur cueillette.

Les fruits et les légumes sont très sensibles à l'assèchement de surface. Cet assèchement flétrit les légumes plus rapidement et réduit leur valeur vitaminique. Il ne faut pas laisser les légumes exposés au soleil après la cueillette, car la perte en vitamine est encore plus considérable.

L'entreposage frigorifique des fruits frais a pour but de conserver ceux-ci vivants avec toutes les caractéristiques qu'ils présentent lorsqu'ils ont été fraîchement récoltés ou qu'ils ont mûris dans les conditions naturelles. Les tableaux 1-3-a et 1-3-b donnent les conditions de stockage pour les fruits et légumes réfrigérés. Les fruits et légumes congelés doivent être stockés à  $-18^{\circ}\text{C}$ . Ils peuvent alors être gardés intacts pendant un an.

Nom du produit	Température de réfrigération ( $^{\circ}\text{C}$ )	Humidité relative (%)	Durée
Mangue	10	90	2 à 5 semaines
Melon	7	90	1 à 4 semaines
Mandarine	7	90	3 à 6 semaines
Pomme	0	90	1 à 3 mois
Ananas	7	90	2 à 4 semaines
Avocat	7	90	2 à 4 semaines
Banane	14	90	10 à 20 jours
Poire	0	90	1 à 2 mois
Papaye	10	90	2 à 3 semaines
Orange	14	90	3 à 12 semaines

**Tableau 1-3-a :** Conditions de stockage favorables et durées de conservation correspondantes pour les fruits réfrigérés

Nom du produit	Température de réfrigération (°C)	Humidité relative (%)	Durée
haricot vert	2	90	2 à 3 semaines (sensible au froid)
Carotte	0	90	1 à 2 semaines
Chou	0	90	2 à 4 mois
Navet	0	90	4 mois
Betterave	0	90	1 à 3 semaines

**Tableau 1-3-b :** Conditions de stockage favorables et durées de conservation correspondantes pour les légumes réfrigérés

### 1-5 / Classification des chambres froides selon la durée de l'entreposage

- 1- Entreposage de courte durée
- 2- Entreposage de longue durée
- 3- Entreposage par congélation

#### 1-5-1 / Entreposage de courte durée

C'est l'entreposage à froid à des températures légèrement au-dessus du point de congélation, soit environ 1,6 °C, pour des périodes relativement courtes de 1 ou 2 jours, d'une semaine, rarement pour plus de 15 jours. Ces chambres sont retrouvées chez les producteurs, les distributeurs et les magasins de produits alimentaires.

### **1-5-2 / Entreposage de longue durée**

En général, c'est l'entreposage de produits à des températures plus près du point de congélation. Les produits fragiles peuvent être emmagasinés de 7 à 10 jours, mais la durée de l'entreposage des autres produits peut s'étendre sur une période de 6 à 8 mois, d'une ou de plusieurs années.

### **1-5-3 / Chambre d'entreposage**

- Les conditions optimums à maintenir dans les chambres d'entreposage de courte ou de longue durée dépendent de la nature du produit, de la durée d'emmagasinement et de l'emballage dans lequel le produit est placé. Ces conditions sont données plus haut ;
- L'humidité de l'ambiance doit être maintenue quelque peu en dessous de 100 % et la vitesse de l'air doit assurer une circulation adéquate. Ces conditions sont aussi données plus haut.

### **1-5-4 / Entreposage de plusieurs produits**

Même si les conditions optimums d'entrepôts requièrent des chambres froides séparées, parfois cela n'est pas économique pour les détaillants. Il est alors nécessaire de placer plusieurs produits demandant des conditions différentes dans une même pièce. Dans ce cas, les températures d'entreposage les plus élevées sont utilisées afin de ne pas causer de dommages aux produits les plus délicats.

Même si l'entreposage de certains produits à des températures plus élevées que leur température optimum tend à écourter leur durée de conservation, ceci n'est pas un problème sérieux pour l'entreposage de courte durée. Pour l'entreposage de longue durée, les distributeurs disposent normalement de plusieurs chambres froides. Ainsi, les produits exigeant approximativement les mêmes conditions sont groupés dans une même chambre froide.

Cependant il faut prendre soin de ne pas placer dans une même chambre des produits qui génèrent des odeurs et d'autres qui peuvent les absorber. Les produits laitiers, en particulier absorbent facilement les odeurs des autres produits. D'un autre côté, les pommes de terre sont probablement celles qui génèrent le plus d'odeur. Elles ne doivent jamais être entreposées avec des fruits, des œufs, des produits laitiers ou des noix.

#### **1-5-5 / Entreposage par congélation**

C'est la méthode la plus récente, utilisée pour conserver les produits alimentaires pour de longues périodes d'entreposage. Aujourd'hui, le choix des produits de première qualité, le refroidissement des produits entre leur cueillette et leur préparation, le transport de ces produits par wagons ou camions frigorifiques, de meilleurs emballages et un système de distribution mieux organisé font que ces produits sont maintenant très populaires.

Les températures ordinairement maintenues dans les congélateurs sont de  $-18^{\circ}\text{C}$  à  $-25^{\circ}\text{C}$ . Pour des entreposages de courtes durées  $-18^{\circ}\text{C}$  est suffisant, tandis que pour des longues durées  $-20^{\circ}\text{C}$  est préférable. Certains produits comme les porcs et les volailles, dont les tissus gras sont moins stables, exigent une température de  $-25^{\circ}\text{C}$ . Lorsque les produits sont entreposés à des températures au-dessus de  $-29^{\circ}\text{C}$ , cette température ne doit pas varier de plus de  $0,55^{\circ}\text{C}$ . Cette variation de température occasionne une fonte et, ensuite, une congélation des jus à l'intérieur du produit, ce qui tend à augmenter la grosseur des cristaux de glace avec, conséquemment, un dommage causé à la structure cellulaire du produit. Puisque plusieurs matériaux d'emballage, n'offrent pas une protection complète au produit contre la déshydratation, l'humidité relative doit être maintenue dans les congélateurs entre 85 % et 95 %.

### **1-6 / Méthodes de congélation**

- 1) Congélation lente
- 2) Congélation rapide

#### **1-6-1 / Congélation lente**

Elle est obtenue en plaçant le produit dans une chambre maintenue  $-18^{\circ}\text{C}$  à  $-40^{\circ}\text{C}$ . Puisque la circulation d'air est souvent du type à gravité, la durée de la congélation des produits peut pendre de 3 heures à 3 jours.

### **1-6-2 / Congélation rapide**

Elle peut être obtenue par l'une des trois méthodes suivantes ou par leur combinaison :

- a) par circulation rapide de l'air;
- b) par contact indirect;
- c) par immersion;

#### **1-6-2-a / Circulation rapide de l'air**

Cette méthode utilise les effets combinés de la basse température et de la grande circulation de l'air pour obtenir un échange rapide de chaleur entre les produits et l'air de la chambre froide. Il est donc très important que l'air puisse circuler librement autour des produits à congeler.

Souvent la congélation se fait dans des tunnels isolés, particulièrement lorsque de grandes quantités de produits doivent être congelées. Dans certains cas les produits sont placés sur un convoyeur qui passe à travers un tunnel de congélation. La vitesse du convoyeur est telle que le produit est congelé à sa sortie.

Dans d'autres cas les produits sont placés sur des wagonnets qui sont introduits dans le tunnel. Lorsque les produits sont congelés, les wagonnets sont alors placés dans des chambres d'entreposage sous congélation.

Même si cette méthode est utilisée pour congeler toutes sortes de produits, elle est particulièrement adaptée pour congeler des produits de forme irrégulière comme les volailles.

### **1-6-2-b / Contact indirect**

Cette méthode consiste à placer les produits sur des plaques de congélation à travers lesquelles le réfrigérant circule. La transmission de chaleur se fait principalement par conduction et l'efficacité dépend des surfaces de contact. Ce type de congélateur est utilisé lorsque les quantités de productions congelées sont faibles. Un tel type de congélateur utilise des plaques qui sont actionnées par les mécanismes à pression hydraulique. Elles s'ouvrent pour permettre de placer les produits entre les 2 plaques parallèles et se referment pour assurer un meilleur contact entre les produits et les plaques.

### **1-6-2-c / Congélation par immersion**

Le produit est plongé dans une saumure (chlorure de sodium ou sucre) à basse température.

Chaque produit doit être congelé individuellement afin d'éviter que ces produits prennent en pain.

Le sel, en pénétrant dans les produits, peut aussi nuire à la qualité du produit lorsque la pénétration est excessive, tandis que le sucre apporte dans les fruits un effet bénéfique.

Les produits congelés le plus souvent par cette méthode sont : les poissons et les crevettes. Cette méthode est particulièrement avantageuse sur les bateaux de pêche, parce que l'unité est compacte et aussi parce que cette méthode permet de placer un film

de glace sur les poissons évitant aussi leur déshydratation de surface lors de l'entreposage.

### 1-7 / Cadence par produit

La cadence nous renseigne sur la contenance totale d'une chambre froide. Elle est comptée journalièrement et représente en général 25 % de la contenance totale de la chambre froide. Cette capacité de stockage ( contenance) nous permettra de connaître les dimensions des chambres. Pour notre projet nous dimensionnerons des chambres de conservation de mangues, de haricots verts, de lait, de la viande et du poisson. Les mangues et les haricots verts seront destinés à l'exportation et à la consommation locale.

Nous avons la contenance totale d'une chambre froide qui peut être calculée d'après la formule :

$$C = A \times h_{Hg} \times d \times \eta_0 \text{ en kg}$$

avec A : surface de la chambre froide en m<sup>2</sup>;

$h_{Hg}$  : hauteur maximale de gerbage en m;

$d_e$  : densité d'entreposage en kg/m<sup>3</sup> ( voir tableau 2.13 et 2.14 annexes ) ;

$\eta_0$  : coefficient d'occupation du sol des marchandises (voir tableau 2.15 annexes ) ;

Les caractéristiques des différentes chambres sont répertoriées dans le tableau ci-dessous.

Désignation chambre	Contenance (kg)	$\eta_0$	$h_{hg}$ (m)	$d_c$ (kg/m <sup>3</sup> )	Hauteur de la chambre (m)	A (m <sup>2</sup> )	Volume de la chambre (m <sup>3</sup> )
Mangue	4000	0.5	2	350	3	11.42	34.23
Haricots verts	1000	0.5	2	370	3	2.70	8.1
Lait	1000	0.5	2	800	3	1.25	3.726
Viande	2000	0.5	2	300	3	6.67	19.95
Poisson	4000	0.5	2	350	3	11.428	34.23
congélation des Mangues	25000	0.5	2	350	3	71.4	214.2
Congélation Haricots verts	30000	0.5	2	370	3	81.08	243.3
Congélation Lait	1000	0.5	2	800	3	1.25	3.726

**Tableau 1-7 :** caractéristiques des chambres de réfrigération et de congélation

**Chapitre II :****BILAN THERMODYNAMIQUE DES PRODUITS**

La puissance frigorifique nette dépend en première ligne de la teneur en eau des marchandises. Celle-ci oscille entre certaines limites, dont on peut prendre une valeur moyenne en considérant les spécificités particulières d'une marchandise donnée. Comme mesure de la puissance frigorifique on utilise les différences d'enthalpies entre les températures initiales et finales d'un processus de réfrigération. Si on désigne par  $t_i$  la température initiale et par  $t_f$  la température finale, les valeurs des enthalpies correspondantes en kJ/kg par  $H_i$  et  $H_f$ , alors les besoins de froid par kilogramme de denrées sont :  $Q_o = H_i - H_f$ . (Voir tableau 2.18 annexes).

Les valeurs calculées des besoins de froid à partir des différences d'enthalpies concernent seulement la différence d'énergie physique ( $H_i - H_f$ ).

**2-1/ Bilan thermodynamique pour la réfrigération des produits :**

Nous allons considérer qu'en moyenne la température des denrées à leur introduction dans les chambres est de 33°C. Les tableaux suivants donnent les valeurs des besoins de froid par kilogramme.

Désignation des denrées	Température de réfrigération (°C)	Enthalpie à 33°C (kJ/kg)	Enthalpie à la température de réfrigération (kJ/kg)	Q <sub>o</sub> : besoin de froid (kJ/kg)
Mangue	10	366	309	57
Haricots verts	2	366	282	84
Bœuf	0	329	232	97
Veau	0	329	232	97
Mouton	0	342	224	118
Poulet	0	329	232	97
Lait	0	410	291	119
Poisson	0	373	282	91

**Tableau 2.1 :** Calcul des besoins de froid pour les denrées animales et végétales réfrigérées.

## 2-2/ Bilan thermodynamique pour la congélation des produits :

Pour la congélation, nous allons considérer que la température d'entrée des denrées est égale à celle de chambre de réfrigération de la denrée correspondante. Ce qui nous amène aux tableaux suivants :

Nature de la denrée	Température de congélation (°C)	$H_i$ (kj/kg)	$H_f$ (kj/kg)	$Q_o$ (kj/kg)
Mangue	-18	309	6,7	302,3
Haricots verts	-18	282	6,8	275.5
Lait	-18	291	0	291

**Tableau 2.2-** Calcul des besoins de froid pour les denrées congelées

### **Chapitre III :**

## **ETUDE DE L'ENTREPOSAGE DES DENREES**

La climatisation est définie comme l'ensemble des moyens mis en œuvre pour tenir un local dans des conditions de température données. Dans ce chapitre nous allons étudier plus particulièrement les machines à compression mécanique et les machines à absorption qui sont disponibles sur le marché.

En effet l'objectif du projet est de trouver des technologies économes en énergie dans le domaine de la production de froid et qui ne sont pas nuisibles à l'environnement avec un coût d'exploitation plus faible.

Une considération sur le cycle et sur les fluides de travail est nécessaire pour trouver une solution optimale à tous les points. Aussi faudrait-il choisir d'abord un type de machine plus approprié compte tenu des exigences énergétiques, économiques et environnementales.

### **3-1/ Production de froid par compression mécanique :**

#### **3-1-1 / Constitution**

##### **3-1-1-1 / Évaporateur**

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques. Ils assurent le passage du flux calorifique du milieu à refroidir au fluide frigorigène liquide contenu à l'intérieur de l'évaporateur. Il est donc primordial que cet appareil possède un bon coefficient de transmission global  $K$  afin que le passage du flux calorifique du

milieu extérieur au fluide frigorigène se passe, pour une surface donnée de l'appareil, avec une différence de température la plus faible possible entre la température du milieu extérieur à refroidir et la température de vaporisation du fluide frigorigène.

Nous distinguons deux sortes d'évaporateurs. Ceux qui fonctionnent en ventilation naturelle et ceux qui fonctionnent en ventilation forcée. Dans le premier cas il n'est pas prévu de ventilation mécanique alors que dans le second cas, il en est prévu un ou plusieurs. Les évaporateurs à ventilation forcée sont actuellement les plus répandus puisqu'ils représentent plus de 80 % du marché. Il s'agit dans la plupart des cas d'évaporateurs du type aspirant; c'est à dire d'appareils dont le ou les ventilateurs sont placés sur la face avant ce qui présente un certain nombre d'avantages :

- d'abord les ventilateurs sont sous le contrôle visuel direct de l'utilisateur ;
- ensuite leur situation frontale facilite grandement les opérations de maintenance et d'entretien ;
- enfin, contrairement au cas des évaporateurs refoulants dont le ou les ventilateurs sont montés sur la face arrière carrée la section de soufflage peut être rectangulaire, le rapport des côtés pouvant atteindre 1 à 1,7.

Tous les fabricants donnent dans leurs catalogues un certain nombre de recommandations concernant les plages d'utilisation de leurs différents modèles d'évaporateurs. La sélection d'un type et d'un modèle d'évaporateur est fonction de la destination de la chambre froide projetée.

- Évaporateur dont l'écartement entre ailettes est de 4,5 mm.

Ces matériels sont surtout utilisés dans les cas suivants :

- installations dont la température d'évaporation est supérieure ou égale à 0°C ;
- locaux dont la différence de température  $Dt_1$  entre l'air entrant dans l'évaporateur (également la température ambiante) et la température d'évaporation est faible (5 à 6K) ;
- chambre d'entreposage de denrées congelées dont les apports d'humidité sont faibles ;
- refroidissement de bouteilles.

- Évaporateurs dont l'écartement entre ailettes est de 7,0 mm. Ces matériels seront surtout utilisés dans les cas suivants :

- réserve de viande ;
- chambres d'entreposage de produits congelés ;

- Évaporateurs dont l'écartement entre ailettes est de 12,0 mm. Ces évaporateurs seront surtout utilisés dans les cas suivants :

- locaux dont les apports d'humidité sont élevés et lorsque la température d'évaporation est inférieure ou égale à  $-3^{\circ}\text{C}$  ce qui est le cas par exemple des locaux de réfrigération rapide et de réfrigération-choc ;
- installations qui, pour diverses raisons, entre autres d'approvisionnement, ne doivent être dégivrées que de nuit.

Suivant le but qui leur est assigné, les évaporateurs peuvent être classés en :

- évaporateurs refroidisseurs de liquide ;
- évaporateurs refroidisseurs de gaz ;
- évaporateurs congélateurs ;
- évaporateurs spéciaux ;

Ces évaporateurs peuvent être de type plafonniers, muraux, ou à tambour. Ces évaporateurs lorsqu'ils sont destinés à des chambres à températures négatives des dispositifs de dégivrage doivent être prévus afin d'éviter d'accumuler du givre sur le faisceau ailé.

### **3-1-1-2 / Compresseur ou groupe Compresseur- condenseur**

Il existe une relation étroite entre la détermination d'un évaporateur dont les principaux paramètres sont la puissance frigorifique, la température ambiante, la température d'évaporation ainsi que l'écart de température et la détermination d'un compresseur.

Nous devons en effet sélectionner un compresseur pour la même puissance frigorifique et pour la même température d'évaporation que l'évaporateur de façon à réaliser un équilibre entre les puissances de l'évaporateur et du compresseur. La puissance du moteur est précisée dans les catalogues des fabricants qui indiquent en outre la puissance frigorifique, la puissance électrique absorbée, l'intensité de courant etc.

Quant à la puissance (calorifique) du condenseur, elle s'obtient en additionnant la puissance frigorifique du compresseur et la puissance absorbée. La puissance du condenseur est elle aussi directement donnée dans les catalogues des fabricants.

Toutes les données des fabricants sont calculées conformément aux indications de la norme internationale ISO DIS 9309 c'est à dire basées sur une température à l'aspiration de 25°C sans refroidissement du liquide.

Les fabricants donnent dans leurs catalogues des diagrammes particuliers permettant de calculer la production frigorifique du compresseur lorsque la température d'aspiration diverge de + 25°C. Mais dans un certain nombre de cas les conditions effectives d'utilisation sont différentes des conditions théoriques des normes. La température effective d'aspiration peut se calculer à partir de la formule approximative suivante :

$T_{asp} = 273,15 \text{ K} + t_o + 10$  en K avec  $t_o$  la température d'évaporation.

### 3-1-1-3 / Condenseurs

Dans une installation frigorifique, le condenseur est l'appareil qui sert à assurer le passage de l'état vapeur à l'état liquide du fluide frigorigène refoulé par le Compresseur (dans une installation à Compression). Pour se faire il faut refroidir la vapeur considérée au moyen d'un fluide extérieur. Naturellement les fluides les plus utilisés sont les plus courants dans la nature, c'est à dire l'air ou l'eau ou une combinaison des deux. On distingue deux types de condenseurs :

- Condenseurs à air ;
- Condenseurs à eau.

Les condenseurs à air sont plus utilisés dans des installations frigorifiques de petites puissances et dans bon nombre d'installation frigorifiques commerciales.

Les condenseurs à eau sont plutôt utilisés en raison du faible coefficient de chaleur que l'on peut atteindre avec l'air. Ils conduisent à un encombrement et à un poids considérables par rapport à des condenseurs à air dans les installations frigorifiques industrielles.

### **3-1-1-4/ Le Détendeur :**

Il permet le passage du fluide frigorigène de la haute pression à la basse avec ou sans régulation du débit de passage vers l'évaporateur. Les détendeurs utilisés actuellement sont les détendeurs thermostatiques et les détendeurs à flotteur.

### **3-1-2 / Mode opératoire :**

Toutes les machines frigorifiques à compression fonctionnent selon le même principe :

Le compresseur aspire le fluide frigorigène gazeux provenant de l'évaporateur, il le comprime et le refoule à haute pression au condenseur. Dans le condenseur le fluide frigorigène gazeux se refroidit d'abord puis se condense à température et à pression constante en rejetant la chaleur absorbée à l'évaporateur augmentée de l'équivalent calorifique du travail mécanique de compression dépensée. Ensuite le fluide frigorigène liquide obtenu du condenseur se détend au détendeur avant d'être admis de nouveau dans l'évaporateur en basse pression et sous forme de liquide et de gaz. Dans l'évaporateur la partie liquide restante continue à s'évaporer à pression et température constantes en absorbant la chaleur de la pièce à refroidir. Cette machine frigorifique fonctionne sur deux zones de pression haute et basse séparées d'un côté par le compresseur et d'un autre par le détendeur.

### 3-1-3 / Fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes sont des substances en circulation dans une machine frigorifique et dont les changements d'état sont à l'origine de la production de froid. Les fluides utilisés dans les installations permettent d'obtenir une très large plage de température allant de + 20°C à -100°C et même au delà dans certains cas particuliers. Les fluides frigorigènes doivent répondre à un certain nombre de critères :

- les critères de sécurité : la toxicité, l'inflammabilité, l'explosibilité, action sur les matériaux, action sur les denrées, action sur l'environnement ODP (Ozone Depletion Potential), GWP (Global Warning Potential), action biologique sur les hommes;
- les critères techniques : action sur les matériaux action sur les huiles frigorifiques, comportement en présence d'eau stabilité thermique, importance de la chaleur de vaporisation, basse température d'ébullition la pression atmosphérique;
- les critères économiques : prise, disponibilités.

Les principaux fluides utilisés sont les fluides halogènes et l'ammoniac.

Parmi les fluides halogènes nous étudierons le R 22.

Il a une production frigorifique meilleur que le R 12 il dissout mieux grâce à son atome d'hydrogène mais présente des défauts de miscibilités avec les huiles de lubrification. Il n'attaque pas les matériaux de construction.

Il travaille entre des températures d'évaporation de  $-50$  à  $+10^{\circ}\text{C}$ . Le R22 fait parti des fluides HCFC qui ne sont pas réglementé par le protocole de Montréal de 1989.

### **3-1-4 / Sources d'énergie**

Les technologies actuellement utilisées dans la conception des machines frigorifiques requièrent l'utilisation d'énergie à grande valeur exergetique (énergie travail ou énergie chaleur à niveau de température élevé). Ainsi l'utilisation de l'énergie solaire présentait d'énormes difficultés. Seules des énergies nécessitant de brûler des combustibles fossiles étaient utilisées. L'exploitation de ces dernières entraîne, non seulement des coûts d'exploitation à long terme relativement importants, mais aussi le rejet des gaz à effet de serre participant à la pollution de l'environnement global. L'utilisation d'une énergie disponible, avec un coût d'exploitation plus faible et présentant en plus un avantage sur le plan environnemental, comme l'énergie solaire est alors un recours pour une économie d'énergie plus justifiée.

La situation géographique du Sénégal lui confère une propension à l'utilisation de l'énergie solaire très grande. En effet, un ensoleillement moyen journalier de près de  $6000 \text{ wh/m}^2$  est enregistré.

Donc nous allons faire une étude comparative des différents systèmes utilisant chacun une des sources d'énergie suivantes :

- électricité conventionnelle ou groupe électrogène pour la machine à compression;
- capteurs thermiques pour la machine à absorption;

En effet une considération énergétique est nécessaire pour trouver une solution économique optimale.

### **3-1-5 / Disponibilité sur le marché**

Les machines à compression sont partout disponibles et pour toutes les tailles. Les concessionnaires les plus connus au SENEGAL sont MATFORCE, C.G.E et DAMETAL.

### **3-2 / Production de froid par absorption :**

Les machines à absorption sont depuis très longtemps sorties des laboratoires pour être utilisées industriellement. Cet intérêt est motivé par trois préoccupations :

- La réduction des pics de consommation d'énergie électrique due à la climatisation dans les pays.
- La recherche de solutions alternatives à l'utilisation des CFC et des HCFC qui détruisent la couche d'ozone.
- La réduction des rejets de gaz à effet de serre par une utilisation des ressources énergétiques fossiles.

Dans notre pays où l'énergie électrique coûte cher, les machines frigorifiques à absorption qui ne consomment presque pas d'énergie électrique, présentent un grand intérêt. En effet, elles peuvent fonctionner, alimentées avec de l'énergie à faible niveau exergétique telle que l'énergie solaire ou les rejets thermiques.

### **3-2-1 / Constitution**

Les éléments constituant le système à absorption sont :

- Evaporateur
- Condenseur
- Absorbeur
- Générateur

#### **3-2-1-1 / Les évaporateurs**

Les évaporateurs sont des faisceaux de tubes à travers lesquels le fluide frigorigène est pulvérisé. L'énergie prélevée sur le circuit froid du groupe à absorption, source froide de la machine provoque un changement de phase du fluide frigorigène liquide. Le réfrigérant subit dans l'échangeur un changement de phase sans préchauffage sensible du fluide frigorigène, ni surchauffe de la vapeur.

#### **3-2-1-2 / Les condenseurs**

Les condenseurs sont des faisceaux de tubes situés dans la zone de vapeur au-dessous du générateur et protégés contre le dépôt

de sel par les séparateurs de gouttelettes. L'eau de refroidissement du condenseur passe par l'absorbeur.

### **3-2-1-3 / Les absorbeurs**

Les absorbeurs sont des faisceaux de tubes sur lesquels est pulvérisé l'absorbant. La vapeur de fluide frigorigène se condense dans l'absorbeur en cédant de la chaleur à l'eau de refroidissement qui y passe.

### **3-2-2-4 / Les générateurs**

Les générateurs sont des faisceaux de tubes immergés dans l'absorbant, chauffés par de la vapeur ou de l'eau chaude.

### **3-2-2 / Mode opératoire**

Le cycle des machines frigorifiques à absorption est représenté par la figure ci-dessous. Dans une machine frigorifique à absorption, le compresseur des machines frigorifiques à compression est remplacé par un ensemble générateur / absorbeur. Les cycles de réfrigération à absorption sont des cycles avec opération de chauffage dans lesquels le fluide secondaire (absorbant) absorbe le fluide primaire (fluide frigorigène à l'état gazeux) qui s'était déjà vaporisé dans l'évaporateur.

Dans le cycle à absorption de base, la vapeur du fluide frigorigène est transformée en phase liquide (solution) tout en

restant à basse pression. Cette transformation est rendue possible grâce à l'absorption de la vapeur par le fluide, secondaire (l'absorbant). La solution fluide frigorigène est pressurisée par une pompe de solution et envoyée au générateur en passant par un échangeur de chaleur. A partir du générateur le fluide frigorigène et le solvant sont séparés par un processus de distillation.

En effet, le processus suivant permet de mieux comprendre le processus du cycle à absorption :

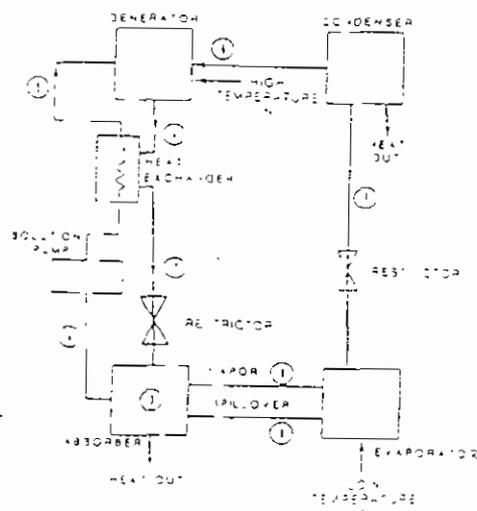


figure 3.2.2 : mode de fonctionnement de la machine à absorption

### Chemin 1-2

La solution concentrée et chaude (1) en équilibre avec la pression du condenseur, quitte le générateur ; cette solution est refroidie dans

l'échangeur de chaleur par l'intermédiaire de l'arrivée de la solution et est détendue avant d'entrer dans l'absorbeur (2).

#### **Chemin 2-4**

La solution concentrée et froide (2) absorbe le fluide frigorigène à basse pression (8 et 9) dans l'absorbeur et est en équilibre avec la pression de l'évaporateur.

#### **Chemin 4-5**

La solution (4) est pompée vers le générateur en passant par l'échangeur de chaleur, où elle est chauffée par la solution qui quitte le générateur.

#### **Chemin 5-1**

La solution diluée et chaude (5) entre dans le générateur où de la chaleur est ajoutée pour distiller le frigorigène (6) qui se condense (7).

#### **Chemin 6-7**

Le liquide frigorigène chaud est détendu dans l'évaporateur où il s'évapore à basse pression et basse température à cause de la chaleur du milieu à refroidir. La vapeur frigorigène froide à basse pression (8) est absorbée par la solution dans l'absorbeur (3).

### 3-2-3 / Fluide frigorigène

Comme dans les machines à compression vu précédemment les fluides de travail représentent les éléments fondamentaux du système.

En réfrigération par absorption peu de fluide de travail existent pour l'instant. D'une manière générale, le choix du fluide de travail dépend des considérations suivantes :

- Propriétés physico-chimiques ;
- Propriétés thermophysiques et thermodynamiques ;

Les caractéristiques suivantes sont recherchées pour le couple solvant – réfrigérant :

- faible viscosité pour minimiser le travail de la pompe ;
- point de congélation bas pour atteindre de faibles températures à l'évaporateur ;
- bonne stabilité chimique et thermique ;
- basses pressions opératoires ;
- inertie, non corrosité, non toxicité et non inflammabilité ;
- Disponibilité et coûts bas ;
- Protection de l'environnement local et global.

Les couples utilisés dans les systèmes conventionnels sont :

H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub> et LiBr-H<sub>2</sub>O. Dans notre projet nous utilisons le couple H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub>. En effet avec la congélation il y a des problèmes de cristallisation du LiBr.

L'ammoniac (R 717) a été le premier fluide frigorigène utilisé dans les installations à compression mécaniques. C'est un gaz incolore et très toxique présentant une odeur caractéristique. Il est peu inflammable mais son mélange avec l'air peu être explosible. L'ammoniac attaque le cuivre et ses alliages. Il attaque les humains. Il n'est pas miscibles avec les naphthéniques et les huiles de synthèses. Il est utilisé dans les gammes de températures d'évaporation entre  $-70^{\circ}\text{C}$  et  $+10^{\circ}\text{C}$  dans les installations à grande puissance frigorifique et les entrepôts frigorifiques.

La plupart des entrepôts d'une grande importance utilisent l'ammoniac comme fluide frigorigène. Ce fluide se prête bien aux circuits étendus, à postes multiples. Il est moins cher que les autres fluides et son défaut même (odeur suffocante) a l'avantage de faire déceler la moindre fuite et incite à y remédier immédiatement, alors qu'avec les fluides fluo-carbonnés, inodores la détection des fuites ne peut se faire que systématiquement avec la lampe haloïde et souvent on ne s'aperçoit de la fuite qu'après qu'une quantité importante de fluide se soit échappée.

### **3-2-4 / Sources d'énergie**

La réduction des rejets de gaz à effet de serre requièrent une utilisation de ressources énergétiques autres que les ressources énergétiques fossiles. Dans un pays comme le Sénégal, l'énergie électrique coûte cher et son approvisionnement n'est pas fiable surtout en zone rurale où nous nous trouvons. La vétusté du parc

de production ainsi que le manque de ressources financières pour sa réhabilitation limitent la capacité réelle de production et ne permet pas de couvrir la demande en énergie électrique.

Dans un tel contexte, les machines frigorifiques à absorption qui ne consomment presque pas d'énergie électrique présentent un grand intérêt. En effet elles peuvent fonctionner avec de l'énergie à faible niveau exergétique telle que l'énergie solaire ou le gaz.

Les machines à absorption à gaz utilisent le fuel-oil naturel comme source d'énergie. Vu que le fuel-oil est plus disponible et moins cher dans nos régions son choix pourra être incontestablement justifié.

## Chapitre IV :

### CONCEPTION DES ENTREPÔTS ET DIMENSIONNEMENT DES EQUIPEMENTS

Le seul objectif des entrepôts frigorifiques est de conserver la qualité maximale du produit jusqu'au moment de sa consommation ou de son utilisation, donc de réduire la freinte par évaporation. La condition primordiale était d'ailleurs, pour obtenir ce résultat, de n'entreposer que des produits sains. On distingue :

Les entrepôts polyvalents, sont conçus, construits et équipés pour conserver à court terme ou à long terme, toutes les variétés de produits. Ce sont généralement des entrepôts situés dans des centres de consommation (entrepôts publics, marchés d'intérêt national).

#### 4-1/ CALCUL DES CHARGES THERMIQUES DES CHAMBRES FROIDES :

##### 4-1-1/ Généralités

Avant de procéder au dimensionnement des composants d'une installation frigorifique, il est nécessaire dans un premier temps :

- de connaître la température souhaitée par le client dans la ou les différentes chambres froides desservies par l'installation frigorifique,

- de convenir avec ce client, les modalités et contraintes de réalisation de l'installation,
- puis de définir un concept d'installation.

Et par suite procéder à la détermination des charges thermiques de la ou des différentes chambres froides. Ces charges thermiques correspondent à la puissance frigorifique à installer pour en assurer la compensation.

Les charges thermiques se répartissent en 2 grandes catégories : les charges externes et les charges internes.

♦ **La catégorie des charges externes comprend :**

- Les charges dues aux apports de chaleur par transmission travers l'enveloppe de la chambre froide : parois verticales, planchers bas, planchers hauts ;
- Les charges dues au renouvellement de l'air ;
- Les charges dues à l'ouverture des portes ;

♦ **La catégorie des charges internes comprend :**

- ♦ La sous-catégorie des charges dépendantes des produits entreposés et / ou des évaporateurs comprend :
- les charges dues aux produits entrants ;
- les charges dues à la respiration des produits entreposés (fruits, légumes) ;

- les charges dues à la chaleur dégagée par le moteur de chaque ventilateur d'évaporateur ;
- les charges dues au dégagement de chaleur des résistances électriques des évaporateurs lorsque ces résistances sont mises sous tension en période de dégivrage.

- La sous-catégorie des charges interdépendantes des produits entreposés :

- les charges dues à l'éclairage ;
- les charges dues au personnel ;
- les charges dues aux chariots élévateurs ;
- les charges dues à la présence d'éventuelles autres machines.

#### **4-1-2 / Calcul des charges thermiques externes :**

##### **4-1-2-1 / Charges thermiques par transmission :**

On procède à ces calculs paroi par paroi c'est à dire d'abord les 4 parois verticales ensuite le plancher haut (plafond, toiture) et enfin le plancher bas (sous-sol). Pour chacune des parois constitutives de la chambre froide, la quantité de chaleur pénétrante est donnée par :

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

$K$  : Coefficient de transmission thermique de paroi ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ) ;

$S$  : Surface des parois ( $m^2$ ) ;

$\Delta T$  : Différence de température des 2 côtés de la paroi ;

Le coefficient  $K$  est donné par la relation suivante :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e_{ni}}{\lambda_{ni}} + \frac{1}{h_e}} \quad (W/m^2 \cdot K)$$

$\frac{1}{h_{i,e}}$  = résistance thermique superficielle interne / externe ( $m^2 \cdot \text{deg/w}$ ) (tableau 2.4 annexes)

$\sum_{n=1}^n \frac{e_i}{\lambda_{in}}$  = Somme des résistances thermiques des différentes couches ;

$e_n$  = épaisseur de la couche  $n$  ;

$\lambda$  = coefficient de transmission de chaleur par conduction ;

Les parois sont généralement bien isolées thermiquement de sorte que par souci de simplification, on obtient souvent :

$$K = \frac{1}{\frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}}$$

#### 4-1-2-2 / Charges thermiques par renouvellement d'air

Il est indispensable de renouveler l'air des chambres froides et de le remplacer par de l'air frais. L'air vicié est évacué généralement par un ventilateur spécial.

Dans les chambres froides une part importante du renouvellement d'air provient du mouvement des portes d'accès. Les renouvellements périodiques sont donc à réduire au minimum compatible avec une bonne conservation des produits. La quantité de chaleur nécessaire par ce renouvellement dépend des conditions ambiantes extérieures et de la température de la chambre froide ainsi que son humidité relative.

Si l'air extérieur a une température  $T_a$  et une humidité relative, le diagramme psychométrique de l'air permet de déterminer son enthalpie  $h_a$  ainsi que son volume massique  $v$ . La température intérieure étant  $T_f$ , le degré hygrométrique  $e_f$  nous aurons par voie de conséquence une enthalpie  $h_f$ . La charge thermique par renouvellement d'air a pour valeur :

$$Q_{ren} = m_a \times \Delta h = (h_a - h_f) \times m_a$$

$$Q_{ren} = N \times \frac{V}{v} \times (h_a - h_f)$$

N : nombre de renouvellement d'air :  $N = \frac{70}{\sqrt{I}}$

V : volume de la chambre froide (m<sup>3</sup>)

#### 4-1-2-3 / Charge thermique par ouverture des portes (Q<sub>op</sub>) :

La charge par ouverture des portes est donnée par :

$$Q_{op} = \left[ 8,0 + (0,067 \times \Delta t_p) \right] \times \tau_p \times \rho_f \times S_p \left[ h \times \left( 1 - \frac{\rho_a}{\rho_f} \right) \right]^{1/2} \times (h_a - h_f) \times C_{ra}$$

$$\rho_a = \frac{1,293}{1 + \frac{t_a}{273,15}} \text{ avec } t_a \text{ température de la chambre froide.}$$

$\rho_a$  : masse volumique de l'air du côté de la porte autre que la chambre froide (en kg / m<sup>3</sup>)

$\rho_f$  : masse volumique de l'air dans la chambre froide

$\Delta t_p = t_f - t_a$  ;  $S_p$  = surfaces des portes

$\tau_p$  = temps moyen pendant lequel les portes restent ouvertes

$C_{ra}$  = coefficient de minoration rideaux d'air  $C_{ra} = 0,25$

Sans rideaux d'air  $C_{ra} = 1$

$$\tau_p = \frac{d_i \times f_j}{24} \quad (\text{mn/h}) \quad d_i = \text{durée moyenne d'ouverture des portes}$$

(tableau 2.12 annexe)

$f_j$  = flux journalier des marchandises en tonne/jour .

**NB :** La contenance totale d'une chambre froide renseigne sur le flux journalier. Elle est donnée comme :  $C = A \cdot h \cdot d_e \cdot \eta_0$  en kg

A : surface de la chambre froide (m<sup>2</sup>) ;

h : hauteur maximale de gerbage (m) ;

$d_e$  : densité d'entreposage en kg/m<sup>3</sup> ; (tableau 2.13 et 2.14 annexe)

$\eta_0$  : coefficient d'occupation. (tableau 2.15 annexe)

#### 4-1-3 / Charges thermiques internes :

##### 4-1-3-1/ Charges thermiques internes indépendantes des denrées entreposées :

###### 4-1-3-1-1 / L'éclairage :

La charge thermique due à l'éclairage sera de :

$$Q_{ec} = \frac{i \times P \times \tau}{24} \quad \text{en W}$$

$i$  : nombre de luminaires

$P$  : puissance de chaque luminaires en w

$\tau$  : durée de fonctionnement des luminaires en h/j

Il faut noter que la puissance lumineuse installée est généralement de  $6w/m^2$ .

#### 4-1-3-1-2 / Charges thermiques dues aux personnes (aux occupants) : $Q_{pe}$

$N_2$  : nombre de personnes

$$Q_{pe} = \frac{N_2 \times q_p \times \tau}{24}$$

$q_p$  : flux de chaleur dégagé par unité de temps et par personne (tableau 2.16 annexes);

$\tau$  : durée de présence de chaque personne en activité moyenne dans la chambre;

#### 4-1-3-1-3 / Charges thermiques dues aux matériels roulants et machines diverses :

$i$  : nombre de machine;

$$Q_{mdl} = \frac{i \times P \times \tau}{24} \quad (\text{en W})$$

$P$  : puissance de chaque machines en W;

$\tau$  : durée de fonctionnement en h/j;

Si la surface est faible, il ne doit pas être prévu des chariots roulants

$$Q_{mr} = 0$$

#### **4-1-3-2 / Charges thermiques dépendantes de produits entreposés :**

##### **4-1-3-2-1 / Charges thermiques dues aux denrées entrantes : $Q_{de}$**

La charge due aux produits entrants pour abaisser leur température jusqu'à celle d'entreposage est donnée par la relation :

$$Q_{de} = \frac{mC_1(t_1 - t_2) + mL + mC_2(t_2 - t_3)}{86400} \text{ en kW}$$

m : masse de denrées introduites chaque jour en kg/j

$C_1$  : capacité thermique massique de  $t_1$  à  $t_2$  en kJ/kg.k

$t_1$  : température initiale en °C

$t_2$  : température de congélation en °C

L : chaleur latente massique de congélation kJ/kg.k

$C_2$  : capacité thermique massique en kJ/kg.k de  $t_2$  à  $t_3$

$t_3$  : température d'entreposage en °C

#### Calcul de la capacité moyenne

Au cas où nous avons plusieurs types de denrées à introduises dans la chambre, au lieu d'effectuer de calcul type, de denrée par types. Nous pouvons calculer tant pour les denrée avant congélation que pour les denrées en-dessus du point de congélation, une capacité thermique moyenne  $C_m$ .

$$C_m = \frac{m_1 C_1 + m_2 C_2 + \dots + m_n C_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n}$$

Si les produits sont seulement refroidis :

$$Q_{sv} = \frac{m C_p (t - t_2)}{86400} \text{ kW}$$

voir tableaux 2.17, 2.18, 2.19 et 2.20 en annexes

#### 4-1-3-2-2 / Charges thermiques dues à la respiration des denrées $Q_{resp}$ .

Les produits végétaux entreposés dégagent de la chaleur du fait de leur respiration, de même que les produits laitiers frais du fait de leur fermentation. En présence de tels produits, il faut donc tenir compte également de la charge correspondante donnée par :

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

m : masse de marchandise considérée en kg

$q_{resp}$  : chaleur de respiration considérée en  $\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$  (tableau 2.20)

#### 4-1-3-2-3/ Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur

La charge thermique intermédiaire est :

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

Si l'on désigne par  $\tau_{inst}$ , la durée de fonctionnement de l'installation frigorifique en h/j la puissance frigorifique intermédiaire de

l'évaporateur est alors : 
$$Q_{o.int} = \frac{Q_{int} \times 24}{\tau_{inst}} \text{ en W}$$

#### 4-1-3-2-4/ Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs

Dans les chambres froides modernes, on utilise toujours des évaporateurs équipés d'un ou plusieurs ventilateurs ce qui permet d'assurer un brassage et une circulation efficace de l'air. Chaque ventilateur est entraîné par un moteur électrique qui dégage de la chaleur qui s'ajoute à la chaleur dégagée par les différentes autres sources. La charge due aux moteurs des ventilateurs est alors donnée par la formule :

$$Q_{vent} = \frac{n \times P \times \tau_{evap}}{\tau_{inst}} \text{ en W}$$

Avec

$n$  = nombre de moteurs de ventilateurs ;

$P$  = puissance du ventilateur considérée en W

$\tau_{evap}$  = durée de fonctionnement des ventilateurs en h/j;

$\tau_{inst}$  = durée de marche de l'installation frigorifique en h/j (en général

18h/j dans les chambres froides de produits congelés et

16h/j dans les autres);

Ce calcul nécessite donc de connaître le nombre et le type d'évaporateurs prévus (nombre de ventilateurs, donc de moteurs d'une certaine puissances par évaporateur). Or, ces indications ne seront normalement connues qu'une fois le bilan frigorifique établi c'est pourquoi l'on procède dans un premier temps à la détermination provisoire du nombre et type d'évaporateurs, ainsi que de la charge thermique résultant du dégivrage à prévoir. Cette détermination fera l'objet d'une vérification ultérieure, une fois la charge thermique totale effective connue.

La détermination provisoire du nombre et du type d'évaporateurs à installer se fait à partir du calcul de la puissance frigorifique prévisionnelle  $Q_{o, prev}$  laquelle s'obtient en ajoutant 20 % à la puissance frigorifique intermédiaire  $Q_{o, int}$ .

$$Q_{o, prev} = 1,2 \times Q_{o, int} \text{ en W}$$

#### 4-1-3-2-5/ Charge thermique due aux résistances de dégivrage ( $Q_{deg}$ )

Il existe différents systèmes de dégivrage d'un évaporateur mais il s'agit souvent de résistances électriques. La charge due aux résistances électriques est alors :

$$Q_{deg} = \frac{n \times P \times \tau_{deg}}{\tau_{ins}} \text{ en W}$$

Avec

$n$  : nombre de résistances électriques ;

$P$  : puissance calorifique de chaque résistance d'un type donné en W

$\tau_{deg}$  : durée journalière de dégivrage en h/j (cf. tableau 2.21)

$\tau_{ins}$  : 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).

#### 4-1-4/ La puissance frigorifique effective $Q_{o,eff}$ de l'évaporateur :

$$Q_{o,eff} = Q_{o,int} + Q_{vent} + Q_{deg}$$

Cinq chambres de réfrigération sont prévues. Ils contiendront chacune un type de denrée donnée. Il y aura également trois chambres de congélation pour les mangues, le haricot vert et le lait et enfin un tunnel de congélation 9 m<sup>3</sup>. Le tableau suivant donne les dimensions des différentes chambres.

Désignation de la chambre froide	Volume (m3)	Surface (m2)	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Humidité relative (%)	Température (°C)
Mangue réfrigérée	34,23	11,428	3,5	3,26	3	90	10
Haricots verts réfrigérés	8,1	2,70	2	1,35	3	85	2
Lait réfrigéré	4,05	1,85	1,35	1,00	3	90	3
Viande réfrigérée	19,95	6,67	2,66	2,5	3	90	0
Poisson réfrigéré	34,23	11,428	3,5	3,26	3	90	0
Mangue congelée	214,2	71,428	10	7,142	3	95	-18
Haricots verts congelés	243,3	81,08	10	8,108	3	95	-18
Lait congelé	8,1	1,25	1,35	0,92	3	95	-30

**tableau 4-1-4/** Dimensions des chambres froides

Les résultats du calcul des charges des différentes chambres sont donnés dans les tableaux 3-1 à 3-9 en annexes.

Un entrepôt frigorifique, à moins d'être spécialisé (station fruitière), doit posséder des possibilités de congélation indépendamment de ses chambres de conservation de produits congelés. La plupart des entrepôts frigorifiques sont dotés de tunnels de congélation qui fonctionnent à des températures de l'air de -30 à -40°C, avec une vitesse d'air élevée, obtenue par la forme étroite et

allongée qui leur a valu le nom de tunnel. Cette méthode de congélation convient pour la plupart des marchandises, quelque soit leur forme et leur mode d'emballage. Ces tunnels sont munis de voies aériennes et peuvent recevoir des carcasses de viande suspendues ou des produits disposés sur des balancelles à étagères. Ils peuvent également recevoir des produits sur chariot au sol ou sur palettes.

Le tunnel de congélation aura comme dimensions :

Hauteur : 3 m

Longueur : 3,0 m

Largeur : 0,53 m

Les conditions ambiantes seront prises pour :

Humidité relative : 80 %

Température extérieure Text : 33 °C

#### **4-2-1/ Choix des équipements à compression :**

Le choix des équipements à compression est fait en relation avec le bureau d'études FROID de **Dametal**, pour les différentes chambres. Ainsi le tableau suivant regroupe les différentes données relatives aux machines choisies.

Caractéristiques de l'équipement	Quantité	Nombre	Prix Unitaire (HTVA)	Prix total (HTVA)
Tunnel de Congélation (-40°C) P <sub>fcal</sub> = 16,8 kw PKMC 150 DE Pf = 17,64 kw R 22 Pa = 14,7 kw	U	1	18 538 600	18 538 600
Réfrigération viande (0°C) P <sub>fcal</sub> = 3,85kw SPREF 3kw R 404 A Pa = 1,47 kw	U	1	3 072 250	3 072 250
Réfrigération poisson (0°C) P <sub>fcal</sub> = 4,96 kw PKMR 75 DA Pf : 5,97 kw R 22 Pa = 2,94 kw	U	1	5 752 500	5 752 500
Réfrigération lait (+3°C) P <sub>fcal</sub> 3,4 kw SPREF 3kw R404 A Pa = 1,47 kw	U	1	3 072 250	3 072 250
Congélation lait (-30°C) P <sub>fcal</sub> = 4,85 kw PKMC 250 DE Pf : 7,3 kw R22 Pa = 7,35	U	1	12 799 700	12 799 700
Réfrigération Mangues (+10°C) P <sub>fcal</sub> = 3,1 kw SP HKED/HKSP Pf 5kw Pa = 1,69kw	U	1	4 931 571	4 931 571
Congélation mangues (-18°C) P <sub>fcal</sub> = 67,6kw SP GFC 75 DZ Pf = 67 kw Pa = 25,72kw	U	1	62 058 059	62 058 059
Réfrigération H.VERTS (+2°C) P <sub>fcal</sub> = 2,8kw SP REF 3kw R404 A Pa = 1,47kw	U	1	3 072 250	3 072 250
Congélation H.VERTS (-18°C) P <sub>fcal</sub> = 111kw SP GFC 75 DZ Pf = 111 kw Pa = 110,25 kw	U	1	102 812 600	102 812 600
<b>TOTAL</b>				<b>216 109 780</b>

**Tableau 4-2-1-a : Choix des équipements à compression**

P<sub>fcal</sub> = Puissance frigorifique calculée

Pf = Puissance frigorifique lue dans les catalogues du fabricant

Pa = puissance électrique absorbée

Accessoires de Pose	Quantité	Nombre	Prix Unitaire	Prix Total
Liaison frigorifique calorifugée	U	11	142 665	1569315
câble VGV 4 x 2,5 mm <sup>2</sup>	Ens	1	209 000	209000
Disjoncteur 50A	U	2	73 200	146400
Disjoncteur 10A	U	7	33 210	232470
Drainage	Ens	1	176 000	176000
Pose	Ens	1	366 400	366400
<b>TOTAL</b>				<b>2 699 585</b>

**Tableau 4-2-1-b:** Accessoires de l'installation à compression

La puissance installée est égale à 196 kW et S = 245 kVA pour un  $\cos\varphi = 0,8$  ;

#### 4-2-2/ Système à absorption :

4-2-2-1/Choix du cycle C.A.D.E ( cycle à absorption désorption étagé) :

Dans les systèmes à absorption simple, la pression au générateur est imposée par la température du fluide au condenseur et celle à l'absorbeur par la température requise pour les besoins de froid à l'évaporateur.

Pour éviter l'utilisation d'une tour de refroidissement qui alourdirait l'investissement, la température au niveau des parties refroidies (absorbeurs, condenseurs) doit être assez élevée : le refroidissement avec l'air ambiant peut, dans ce cas, être envisagé.

Pour concilier le refroidissement avec l'air ambiant et l'utilisation d'un capteur solaire, une solution est d'utiliser le cycle à absorption et désorption étagées (C.A.D.E) proposé par M. THIOYE

L'astuce utilisée dans cette solution, pour diminuer  $T_{gmin}$  (température minimale au générateur), est de diminuer la pression au niveau du générateur desservant l'absorbeur relié directement à l'évaporateur. Pour ce faire, on intercale un (ou plusieurs) étage(s) fonctionnant à une pression intermédiaire  $P_1$  entre celle de l'évaporateur  $P_{ev}$  et celle du condenseur  $P_{cond}$ . Par exemple pour un C.A.D.E à trois étages intermédiaires (voir figure 4-2-2-1), un premier pompage sera fait de  $P_{ev}$  à  $P_3$  suivi d'une nouvelle absorption ce qui augmente le titre. Il sera suivi par pompage de  $P_3$  à  $P_2$  suivi d'une nouvelle absorption, de  $P_2$  à  $P_1$  suivi d'une nouvelle absorption ce qui augmente à nouveau le titre. Enfin, il sera suivi par pompage de  $P_1$  à  $P_{cond}$  avant la désorption au générateur  $G_0$ . Le mélange sortant de ce générateur sera détendu avant d'être désorbé à nouveau dans le générateur intermédiaire. Le fluide frigorigène résultant de cette désorption sera envoyé dans l'absorbeur intermédiaire. Le mélange frigorifique à la sortie du dernier générateur intermédiaire  $G_3$  sera détendu et envoyé à l'absorbeur lié à l'évaporateur et le cycle recommence.

Pour le C.A.D.E, on note que le C.O.P est supérieur à celui du cycle simple (sans étage intermédiaire), pour une même température au générateur. Il faut en effet noter que l'insertion d'un étage intermédiaire entraîne une diminution de la chaleur à fournir aux différents étages en améliorant le titre et la température à l'entrée de ceux-ci de façon que le bilan enthalpique soit optimal.

L'insertion d'un étage intermédiaire supplémentaire bien qu'augmentant le COP, diminuant donc la taille du capteur, induit un investissement additionnel en absorbeur et générateur. Le cycle le plus optimal est alors celui pour lequel la diminution des coûts liés au capteur solaire engendrée par l'amélioration du COP ne compense pas les coûts induits par l'insertion d'un autre étage intermédiaire (absorbeur et générateur).

Si on considère que la source de refroidissement est l'ambiance extérieure ce qui implique une température  $T$  assez grande, la température au niveau des générateurs doit être conforme à l'utilisation de l'énergie solaire, c'est à dire doit pouvoir être assez faible.

A partir de trois étages intermédiaires, la température minimale requise est suffisamment faible par rapport à l'ordre de grandeur des températures obtenues actuellement au niveau des capteurs solaires. L'insertion d'un étage supplémentaire n'implique, en outre qu'une très faible variation de  $T_{gmin}$ .

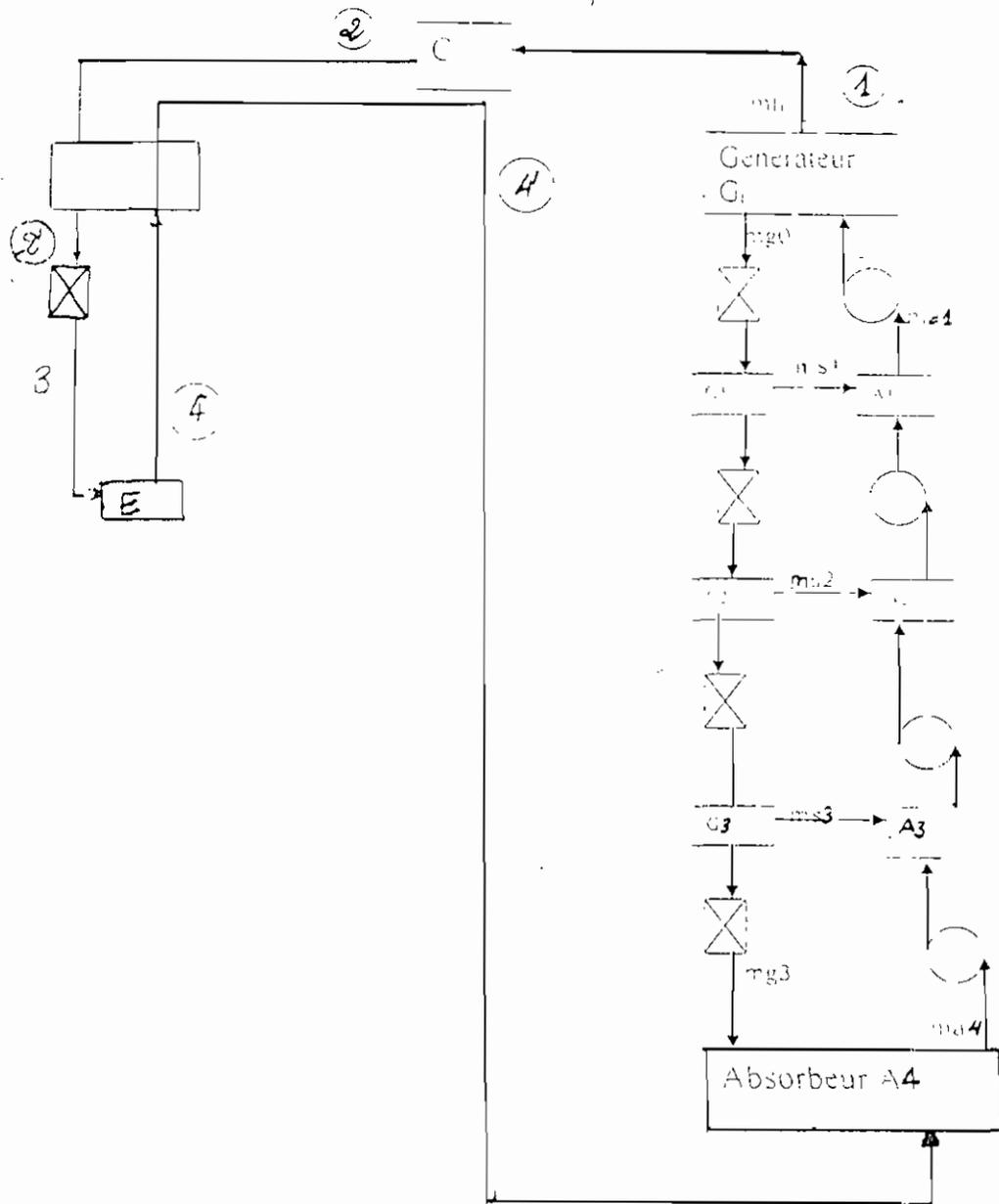


Figure 4.2.2.1 : Machine à absorption : CADE à 3 étages intermédiaires

**4-2-2-2/ Bilan thermique autour de l'évaporateur**

$$Q_e = m_{ff} \times (h_4 - h_3)$$

$$h_4 = (1,059 T_e + 1417) \text{ kJ / kg}$$

$$h_3 = h_{ff}^{sat}(T_c) = 4,65 T_c + 102 \text{ kJ / kg}$$

$$m_{ff} = \frac{Q_e}{[(1,059 T_e + 1417) - (4,65 T_c + 102)]}$$

**4-2-2-3 / Bilan thermique autour du Condenseur :**

$$Q_c = m_{ff} \times (h_2 - h_1)$$

$$h_1 = h_{ff}(T_{g0}, T_c) = (1420 + 2,683 T_{g0} - 1,666 T_c) \text{ kJ / kg}$$

$$h_2 = 4,65 T_c + 102 \text{ (kJ / kg)}$$

$$Q_c = m_{ff} \times [(4,65 T_c + 102) - (1420 + 2,683 T_{g0} - 1,666 T_c)]$$

**4-2-2-4/ Bilan thermique autour du générateur :**

$$Q_g = m_{ff} \times h_{ff}^{sur}(T_{g0}, T_c) - m_{al} \times h^{sat}(T_{al}, X_{al}) + m_{g3} h(T_{g3}, X_{g3}) + \sum_{i=1}^3 m_{si} h_{ff}(T_{gi}, P_i)$$

$$Q_g = m_{ff} h_{ff}^{sur}(T_{g0}, T_c) - m_{al} h^{sat}(T_{al}, X_{al}) + m_{g3} h(T_{g3}, X_{g3}) + m_{S1} h_{ff}(T_{g1}, P_1) + m_{S2} h_{ff}(T_{g2}, P_2) + m_{S3} h_{ff}(T_{g3}, P_3)$$

Systeme Go :

$$m_{s1} = m_{g0} + m_g$$

$$X_{s1} m_{s1} = X_{g0} m_{g0} + m_g$$

$$\Rightarrow m_{s1} = \frac{1 - X_{g0}}{X_{s1} - X_g} m_g$$

Systeme A4 :

$$m_{g3} + m_g = m_{s4}$$

$$X_{s2} m_{s3} + m_g = X_{s4} m_{s4}$$

$$m_{s3} = \frac{1 - X_{s4}}{X_{s2} - X_{s3}} m_g$$

Trouvons  $m_{s1}$  (la masse de frigorigène désorbée par Gi)

La masse de soluté  $m_{ss}$  ne change pas.

$$1 = \frac{m_g}{m_{ss}}$$

$$m_{s1} = m_{ss} (y_{s1} - y_{s0})$$

Systeme Go :

$$m_g = (y_{s1} - y_{g0}) \dot{m}_{ss} \Rightarrow m_{ss} = \frac{1}{y_{s1} - y_{g0}} m_g$$

$$\Rightarrow m_{s1} = m_g \left( \frac{y_{s1} - y_{s0}}{y_{s1} - y_{g0}} \right)$$

Alors :

$$Q_i = m_n \left[ h_g(T_{g0}, T_c) - \frac{1 - X_{g0}}{X_{g1} - X_{g0}} h^{sur}(T_{g1}, X_{g1}) + \frac{1 - X_{g4}}{X_{g4} - X_{g3}} h(T_{g3}, X_{g3}) + \frac{Y_{g1} - Y_{g2}}{Y_{g1} - Y_{g0}} h_g^{sur}(T_{g1}, P_1) + \frac{Y_{g2} - Y_{g3}}{Y_{g1} - Y_{g0}} h_g^{sur}(T_{g2}, P_2) + \frac{Y_{g3} - Y_{g4}}{Y_{g1} - Y_{g0}} h_g^{sur}(T_{g3}, P_3) \right]$$

avec

$$Y_{g0} = \frac{X_{g0}}{1 - X_{g0}}, \quad Y_{g4} = \frac{X_{g4}}{1 - X_{g4}}$$

$$i = 0, 1, 2, 3$$

$$i = 1, 2, 3, 4$$

#### 4-2-2-5/ Bilan thermique autour de l'absorbeur

$$Q_a = m_g h_g(T_e, T_c) + m_{s3} h_g(T_{s3}, X_{s3}) - m_{g1} h_g^{sur}(T_{g1}, X_{g1}) + m_{s1} h_g^{sur}(T_{s1}, P_1) + m_{s2} h_g(T_{s2}, P_2) + m_{s3} h_g^{sur}(T_3, P_3)$$

$$Q_i = m_n \left[ h_g(T_e, T_c) + \frac{1 - X_{g4}}{X_{g4} - X_{g3}} h(T_{g3}, X_{g3}) - \frac{1 - X_{g0}}{X_{g1} - X_{g0}} h^{sur}(T_{g1}, X_{g1}) \right] + m_{s1} h_g^{sur}(T_{s1}, P_1) + m_{s2} h_g^{sur}(T_{s2}, P_2) + m_{s3} h_g^{sur}(T_3, P_3)$$

$$Q_a - m_{ff} h_{ff}(T_e', T_e) = Q_g - m_{ff} h_{ff}(T_{g0}, T_c)$$

$$Q_a = Q_g - m_{ff} [h_{ff}(T_{g0}, T_c) - h_{ff}(T_e', T_e)]$$

$$Q_a = Q_g - m_{ff} [h_1 - h'_4]$$

$$h_1 = 1420 + 2,683T_{g0} - 1,666T_c \text{ kJ/kg}$$

$$h'_4 = 1,059T_e + 1417 \text{ kJ/kg}$$

$T_e$  : température de la solution à l'entrée de l'absorbeur (sortie EC)

Supposons une approche réaliste de  $10^\circ\text{C}$  à l'échangeur.

Alors :  $T_e = T_c - 10^\circ\text{C}$

Soit COP le coefficient de performance du système

Alors : 
$$COP = \frac{Q_c}{Q_e}$$

#### 4-2-3/ Dimensionnement des capteurs solaires :

Le capteur solaire est orienté plein - Sud avec inclinaison de  $\pm 5^\circ$  suivant la latitude du lieu. Les capteurs plans classiques présentent souvent beaucoup de pertes et ont par conséquent de faibles rendements. Dans le système solaire, des capteurs à tube sous - vide du type CORTEC sont utilisés. Fabriqués par la société **JORDANO** , ils se présentent sous formes de modules de  $1,13\text{m}^2$  d'aire utile, regroupant chacun six (6) tubes.

Pour augmenter l'aire utile de captation, on convient d'associer les modules en série. Néanmoins, chaque module ne peut, tel que le montre la fiche signalétique, supporter qu'un débit maximum de 80 litres / heure, ce qui est relativement faible. Donc, s'il y a association en série, celle-ci se limitera, quelque soit le nombre de modules qui la composent, à ces 80 litres / heure. Il devient ainsi nécessaire de faire une association en PARALLELE si l'on désire

s'affranchir de cette limitation du débit – capteur à 80 litres / heure. ( voir annexes).

En conséquence , un bon rendement de captation devra résulter uniquement d'une combinaison optimisée de ces deux types d'association.

Le montage habituellement adopté est une association en série des modules, associées à leur tour en parallèle .

Convenons d'appeler :

- n : le nombre de modules associés en séries ;
- m : le nombre de séries parallèles ;

alors le nombre total de modules est donné par le produit (n x m).

Et l'aire du capteur s'estime par le produit (n x m x 1,13) (m<sup>2</sup>). Avec les tubes sous - vide, il est possible d'obtenir des températures bien supérieures à 100°C. En effet le fluide caloporteur ne doit pas se vaporiser à la sortie du capteur. C'est ainsi qu' il est prévu de mettre un contrôleur ON/OFF pour permettre la régulation de la température du fluide passant par le capteur.(figure 4-2-3).

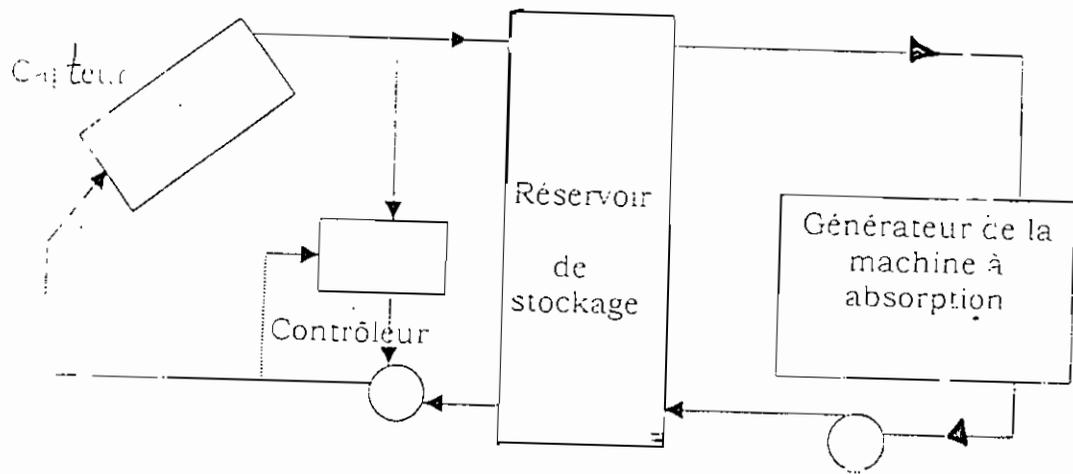


Figure 4-2-3 : Modèle de l'insolateur solaire

#### 4-2-3-1/ Calcul de l'aire des champs de capteurs :

L'aire du champ de capteur est donnée par la formule suivante :

$$S = \frac{Q_g}{y} (m^2)$$

avec :  $Q_g$  = la puissance au générateur (kW)

$y$  = le coefficient du système d'absorption

Le coefficient  $y$  est relatif à la zone climatique étudiée

$$y = 0,284 \text{ kW/m}^2$$

Le tableau ci-dessous donne l'aire des capteurs thermiques

Chambres	Tg (°C)	Qg (kw)	Taux de couverture	S (m <sup>2</sup> )	Qg alimentée par chaudière (kW)
Réfrigération Poisson	80	9,7064	100 %	35	0
Réfrigération Viande	80	7,5342	100 %	27	0
Réfrigération Lait	80	6,2846	100 %	23	0
Réfrigération H. verts	80	5,2631	100 %	19	0
Réfrigération Mangue	70	5,0162	100 %	18	0
Congélation Mangue	100	188,3	14 %	88	163,3
Congélation H. verts	100	309,2	09 %	88	284,2
Congélation Lait	100	20,041 3	100 %	71	0
Tunnel de congélation	100	119,14 89	21 %	88	94,2

**Tableau 4-2-3-1:** Aires des capteurs solaires

Pour les grandes puissances le taux de couverture consiste à alimenter une partie du bouilleur par des capteurs solaires et une autre partie par une chaudière.

Nous pouvons choisir une chaudière à gaz 541,7kw



Exemple avec  $n = 3$  et  $m = 2$

e = entrée du module

s = sortie du module

Si nous adoptons un débit - module nominal de 80 litres /heure, le débit capteur sera de  $80 \times m$  (l/h). Notons que des régulateurs automatiques de débit peuvent assurer la bonne répartition du flux fluïdique entre les différentes séries de modules.

Le tableau ci-dessous donne les débits du fluïde caloporteur (gilotherm) pour des températures aux bouilleurs de  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Chambre	S(m <sup>2</sup> )	n	m	Q(l/h)
Congélation Mangue	88	10	8	640
Congélation H. verts	88	10	8	640
Congélation lait	71	9	7	560
Tunnel de congélation	88	10	8	640
Capteurs solaires	335	20	15	1200

**Tableau 4-2-3-2-a:** Débits du fluïde caloporteur( Gilotherm)

Pour la machine à absorption dont la température aux générateurs est de  $80^{\circ}\text{C}$  et  $70^{\circ}\text{C}$ , nous utilisons de simples capteurs plans dont les caractéristiques sont les suivantes :

- rendement optique  $\eta = 0,82$
- coefficient de pertes thermique  $U = 6\text{w}/\text{K.m}^2$

débit massique surfacique  $m = 50 \text{ kg/h.m}^2$

fluide caloporteur (eau)

Le tableau ci-dessous donne les débits du fluide caloporteur (eau) pour des températures aux bouilleurs de 80 °C et 70 °C.

Chambre	Tg (°C)	S(m <sup>2</sup> )	Q(l/h)
Refrigération Poisson	80	35	1800,8
Refrigération Viande	80	27	1389,2
Refrigération lait	80	23	1183,4
Refrigération H. verts	80	19	977,6
Refrigération Langue	70	18	920,4
Capteurs solaires	80	104	5350,9

Tableau 4-2-3-2-b: Débits du fluide caloporteur ( Eau)

#### 4-2-3-3/ Dimensionnement des réservoirs de stockage

Les circuits ayant les mêmes températures seront reliés dans le même réservoir. L'expérience a montré que 1m<sup>2</sup> de capteur peut correspondre à 0,075m<sup>3</sup> de volume de stockage, alors le volume de stockage  $V = 0,075 \times S$  avec S l'aire de capteurs solaires.

Ainsi pour les chambres dont les températures aux générateurs sont de 80 °C, nous avons le volume de stockage du réservoir.

$$V = 0,075 \times (35 + 27 + 23 + 19) = 7,8 \text{ m}^3$$

$$V = 25,125 \text{ m}^3$$

$$H/d = 1,2$$

Pour les chambres de températures aux générateurs de 100 °C

$$V = 0,075 \times (88 + 88 + 71 + 88) = 25,125 \text{ m}^3$$

$$V = 25,125 \text{ m}^3$$

$$h/d = 1,2$$

Pour les chambres de températures aux générateurs de 70 °C

$$V = 0,075 \times 18 = 1,35 \text{ m}^3$$

$$V = 1,35 \text{ m}^3$$

$$h/d = 1,4$$

#### **Matériau constitutif des réservoirs:**

Différents critères permettent de faire le choix le plus approprié système. Nous pouvons citer, entre autres :

L'épaisseur

La conductivité thermique

La tenue à la température

La masse volume

Le coût

L'un des matériaux les plus couramment utilisés à l'heure actuelle est l'acier inoxydable 18-8 dont la conductivité thermique varie dans la gamme 100-300 °C vaut 17,53 w/m°C.

En raison des températures élevées que peut atteindre le fluide qui y est contenu, le réservoir peut être la source d'importantes pertes énergétiques s'il n'est pas bien calorifugé.

Et en vue du choix de l'isolant qui convient le mieux, on se base sur les deux critères essentiels suivants :

- la conductivité thermique
- le coût

Précisons que la laine de verre dont la conductivité moyenne entre 100 et 300°C vaut 0,05w/m°k, est l'isolant le plus souvent utilisé en de pareils cas.

#### **4-2-3-4/ Calcul de la tuyauterie du circuit (capteurs solaires – Machines à absorption)**

Les tubes en acier sont généralement utilisés sur ces installations à causes de la température élevée du fluide caloporteur.

Les vitesses des fluides caloporteurs varient de 0,5 à 2m/s. Pour le calcul des diamètres de la tuyauterie voir annexe. Les pertes de charges  $H_f$  sont données par la formule suivante :

$$H_f = 0,0826f \cdot \frac{L^*}{D^5} Q^2$$

$$\text{avec } L^* = L + \frac{D}{f} \sum K_i$$

$f$  : coefficient de frottement

$L$  : longueur de la tuyauterie

$Q$  : débit volumique de l'eau

$D$  : diamètre de la tuyauterie

$K_i$  : coefficient propre à chaque type de singularité

Le tableau ci-dessous indique les longueurs nécessaires des tuyauteries en fonction des diamètres, et certaines accessoires.

Diamètre (mm)	17,2	21,3	26,9	48,3
Longueur tuyauterie (m)	11	19	22	10
Nombre de coude 90°	4	5	8	3
Nombre de coude 45°	0	2	2	2

**Tableau 4-2-3-4:** longueurs des tuyauteries et le nombre de coudes

### Electricité

#### Puissance des Pompes:

La Puissance mécanique d'une pompe est égale à la formule suivante :

$$P = \frac{\rho gQH}{\eta}$$

Avec  $\rho$  = masse volumique du fluide caloporteur

$g$  = accélération de la pesanteur

$Q$  = débit volumique du fluide caloporteur

$H$  = la hauteur manométrique

$\eta$  = le rendement de la pompe évalué à 80 %

On prévoit un coefficient de sécurité de 30 % de la puissance mécanique, pour le calcul de la puissance réelle de la pompe d'où :

$$P = 1,3 \frac{\rho g Q H}{\eta}$$

Puissance des moteurs:

Etant donné qu'il faut s'attendre dans l'installation à des variations du débit-volume et de ce fait, également du point de fonctionnement, nécessitant éventuellement une puissance absorbée plus élevée que celle prévue initialement.

Nous avons prévu d'appliquer une marge de sécurité de 20 %

Alors  $P_{mot} = 1,2 \times P$ .

Avec  $P$  = puissance mécanique de la pompe

Le tableau 4-2-3-5 en annexes donne le calcul détaillé de la puissance mécanique des pompes et de la puissance électrique des moteurs correspondants.

## Chapitre V :

## ETUDE ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE

## 5-1 / Coût du génie civil :

Désignation	Unité	Quantité	Prix unitaire	Prix total FCFA
Fondations	Ensemble	1	1847836,1	1847836,1
Poteaux	m <sup>3</sup>	2,180	103110	224779,8
Poutres	m <sup>3</sup>	23,03	79345	1827315,15
Cloison	m <sup>3</sup>	4,29	78000	334620
Maçonneries	m <sup>2</sup>	446,18	5800	2587844
Plancher 16+4	m <sup>2</sup>	51,851	26500	1374025
Plancher 20+5	m <sup>2</sup>	152,5	27500	4193750
Plancher 30+5	m <sup>2</sup>	108,43	34600	3751678
Carrelage au sol	m <sup>2</sup>	310	3500	1085000
Isolation thermique (polystyrène)	m <sup>2</sup>	450	15700	7065000
Menuiserie métallique	ensemble	1	910000	910000
Electricité (équipements)	m <sup>2</sup>	1	829650	829650
Etanchéité	m <sup>2</sup>	312,78	15700	4910646
Peintures	m <sup>2</sup>	584,25	2000	1168500
Dallage au sol	m <sup>2</sup>	312,78	6600	2064348
Enduit	m <sup>2</sup>	584,25	2000	1168500
<b>total</b>				<b>35343492</b>

Tableau 5-1: Coût du génie civil

## 5-2/ Etude économique du système à compression

### 5-2-1/ Coûts d'investissements :

Le coût d'investissement des machines à compression s'élève à :

- Coût hors taxe douane : 218 809 365 F CFA

Le coût hors TVA représente : 224 826 622,5 F CFA

Avec un taux de TVA de 20 % le coût d'investissement de la machine est  $I_0 = 269 791 947$  F CFA.

Les économies d'impôts sont :

$$EI_1 = \frac{269\,791\,947 \times 0,5}{10} = 13\,489\,597,35 \text{ FCFA}$$

Par ailleurs le groupe électrogène coûte tout taxe compris 39 039 000 F CFA.

Les économies d'impôts sont :  $EI_2 = \frac{39\,039\,000 \times 0,5}{10}$  ce qui

est égale à 1 951 950 F CFA.

### 5-2-2/Coûts d'exploitations :

#### 5-2-2-1/Option Electricité

L'installation sera certainement alimentée en MT vue l'ordre de grandeur de la puissance. Le tarif général est donc appliqué par la SENELEC, soit un coût 80,63 FCFA /kwh pour les heures de

pointes, 55,88 F CFA /kwh. Si nous considérons que la période de pointe est de 20 heures à 23 heures, donc le pourcentage fonctionnement durant les heures de pointe est  $x = 3/24$ . Le coût annuel de l'énergie est alors :

$$C.E1 = \left[ \left( \frac{3}{24} \times 11446408063 + \frac{21}{24} \times 11446405588 \right) + (252984 \times 12 \times 196) \right]$$

$$C.E 1 = 73 453 896,88 \text{ FCFA}$$

#### 5-2-2-2/ Option Groupe électrogène :

Nous avons trouvé une puissance apparente de 245 kVA. Ce qui nous permet de choisir un groupe électrogène de 311 kVA en tenant compte des extensions futures. Rappelons que ce groupe est vendu par MATFORCE. Le groupe choisi est du type CP 300 de marque Cummings Power Génération. Son coût annuel de fonctionnement s'élève à **C.E2=178 704 000 F CFA**, si l'on tient en compte du prix du gaz-oil qui est de 340 F CFA /litre, avec une consommation de 60l / h et pour un fonctionnement de 24 heures.

### 5-3 / Etude économique du système à absorption solaire

#### 5-3-1 / Coûts d'investissements

L'investissement initial, les économies d'impôts engendrées par l'acquisition des machines et des capteurs solaires sont les coûts pertinents. Si nous considérons un amortissement linéaire, une durée de vie de 10 ans et un taux d'imposition de 50 %.

• **Coût total des machines à absorption :**

Le coût hors TVA des machines avec leurs aéroréfrigérants est de  $670,5 \times 2334000 = 1564950$  F CFA ; car la puissance totale de l'installation est de 670,5 kw et 2334000 est le prix d'une machine de 1kw de puissance (valeur donnée par la firme Yatah). Avec une réduction de 20 % due à la subvention des organismes de lutte pour la protection de l'environnement, le coût d'investissement des machines est :  $I_3 = 1\,251\,960\,000$  F CFA.

Les économies d'impôts sont :  $E.I_3 = \frac{1251960000 \times 0,5}{10}$

$$E.I_3 = 62\,597\,900 \text{ F CFA}$$

• **Coûts des capteurs sous vides :**

Le coût hors TVA :  $457 \times 240\,000 = 109\,680\,000$  F CFA

Avec une réduction de 20 %, le coût de l'investissement des capteurs est  $I_4 = 87\,744\,000$  F CFA. Les économies d'impôts sont :

$$E.I_4 = \frac{87744000 \times 0,5}{10} = 4\,387\,200 \text{ FCFA}$$

Les économies totales d'impôts réalisées s'élèvent à  $E.I_t = E.I_3 + E.I_4$  donc :

$$E.I_t = 66\,985\,100 \text{ F CFA}$$

**5-3-2 / Coûts d'exploitation :**

Les coûts d'exploitation sont l'instant négligés en attendant

l'avoire les prix des pompes d'alimentation des réservoirs, des générateurs et de la chaudière.

#### 5-4/ Etude comparative des deux systèmes:

Le critère de rentabilité du système à absorption par rapport au système à compression est le délai de récupération du capital différentiel investi :

Soit  $n$  ce délai, en considérant un taux d'actualisation de 10%, nous avons alors:

$$(P/A, 10\%, n) * (EI_1 - EI_2 + CEI) = (I_1 + I_2) - I_3$$

$$\left[ \frac{1 - (1 + 0.1)^{-n}}{0.1} \right] * (EI_1 - EI_2 + CEI) = (I_1 + I_2) - I_3$$

Ce qui donne une durée de 16 ans. L'investissement différentiel du système à compression sur le système à absorption est récupéré, puisque la durée de vie de nos capteurs est de 20 ans. Nous pouvons alors conclure que le système à absorption est plus rentable que celui à compression.

#### 5-5/ Etude environnementale :

L'utilisation d'une énergie autre que le solaire entraîne, dans la plupart des cas, la conversion d'une énergie électrique. Cette dernière est issue souvent d'une réaction chimique, par conséquent des résidus polluants sont jetés dans l'atmosphère. Dans le cas de

l'utilisation d'une source électrique (comme dans les machines à compression), les centrales thermiques qui sont les plus utilisées pour les demandes régulières consomment des combustibles lourds comme le fuel pour une production d'énergie électrique. Ainsi des gaz toxiques nés de la combustion notamment le CO<sub>2</sub> sont jetés dans l'atmosphère. L'effet de serre est augmenté en ce sens que le CO<sub>2</sub> absorbe une partie du rayonnement solaire reflété par la terre et sous dimensionnement des machines frigorifiques. En conséquence, l'utilisation de l'énergie solaire permettant d'éviter le rejet du CO<sub>2</sub>, rejetée par une centrale thermique utilisant le fuel lourd, constitue un avantage environnemental certain.

Nous savons que pour un kwh d'énergie électrique produite à partir du pétrole entraîne le rejet de 0,8056 kg de CO<sub>2</sub> pour un fonctionnement de 24 h/24 ; la quantité de CO<sub>2</sub> rejetée par année est alors :

$$\text{KgCO}_2/\text{an} = 24 \times 365 \cdot \frac{P_e}{0,8056} = 10873,9 \times P_e$$

avec  $P_e$  la puissance électrique de l'installation

$$\text{Kg CO}_2/\text{an} = 1837686,196$$

## **CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS**

En définitive, les résultats de cette étude montrent que, l'utilisation du système à absorption solaire, est rentable. Ainsi son choix permet de satisfaire les besoins en énergie tout en répondant à la convention- cadre des Nations-Unies sur les changements climatiques. Cependant, les coûts exorbitants des installations solaires empêchent la promotion de cette solution.

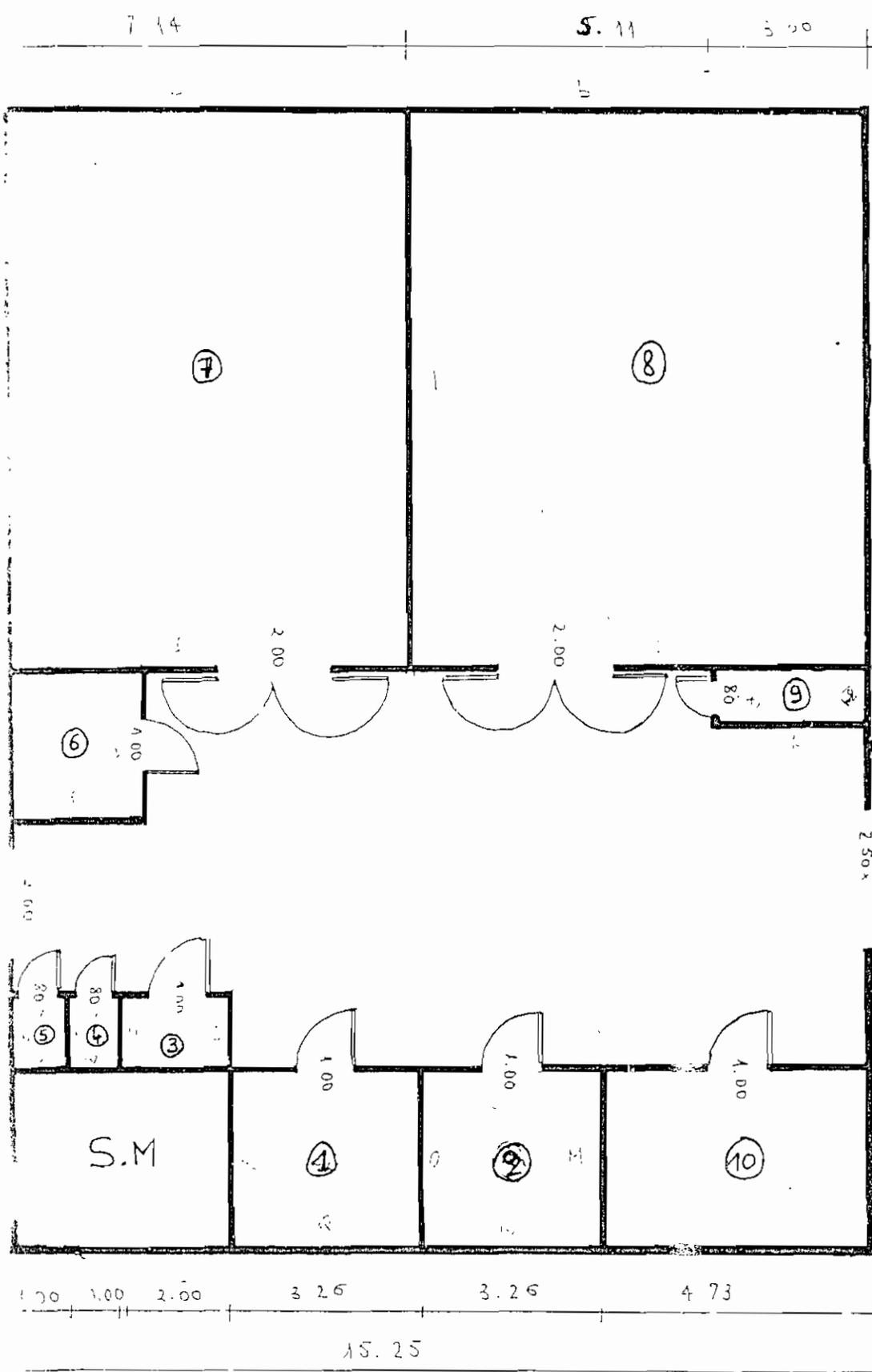
En effet, l'évaluation financière a permis de voir que le délai de récupération de l'investissement est de 16 ans. Ce qui est rentable puisque ce chiffre est inférieur à la durée de vie des capteurs qui est de 20 ans.

Cependant, signalons que certaines détails seront ultérieurement abordées dans la phase réalisation du projet. Parmi ces détails, nous citerons, l'évaluation des coûts des pompes, de la chaudière, de la tuyauterie et des appareils de régulation. Nous recommandons également l'utilisation du logiciel de simulation F-CHART pour vérifier les résultats obtenus.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- ◆ Applications frigorifiques tome 2 : Entreposage – Isolation – Le froid dans les transports, Daniel COLLIN, Pyc Editions ;
- ◆ L'utilisation du froid dans les industries alimentaires : R. PLANK, Dunod Paris 1965 ;
- ◆ Note de cours Réfrigération 2.523 : Raynal LOISELLE, Ecole Polytechnique de Montréal, janvier 1987 ;
- ◆ Manuel du frigoriste tome deuxième : Applications du froid, L. MIRONNEAU, Editions J.B. BALLIERE et FILS, 1961 ;
- ◆ Réfrigération solaire : J. BONNIN, P.J. WILBUR, S. KARAKI Editions SCM, Paris 1980 ;
- ◆ Calcul des Chambres froides : Bilan frigorifique simplifié, choix des composants, H.J. BREIDERT, traduction de Jean Louis CAUCHEPIN, Editions Pyc ;
- ◆ Machine frigorifique à absorption ( H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub>) fonctionnant avec des capteurs plans sur le site de RABAT: M. Charia , A. Pilatte et M. Boudida; Revue Internationale de Froid Septembre 1991;
- ◆ Etude de la faisabilité solaire d'une machine frigorifique à grande puissance, Moussa DIOUF, EPT Août 97.

## ANNEXES



- Chambre 1 : Réfrigération Mangues à 10°C
- Chambre 2 : Réfrigération poissons à 0°C
- Chambre 3 : Réfrigération Haricots verts à 2°C
- Chambre 4 : Réfrigération Lait à 3°C
- Chambre 5 : Congélation Lait à - 30°C
- Chambre 6 : Réfrigération Viande à 0°C
- Chambre 7 : Congélation Mangue à - 18°C
- Chambre 8 : Congélation Haricots verts - 18°C
- Chambre 9 : Tunnel de congélation à - 40°C
- Chambre 10 : Concierge (vestiaire)
- S.M : Salle machine

tableau 3.1: CHAMBRE DE CONGELATION Haricots Verts

Données de la chambre	Longueur (m) 10	Largeur (m) 8,11	Hauteur (m) 3	Epaisseur isolant thermique(m) 0,1			
Surface paroi A (m2) 30	Surface paroi B(m2) 24,33		Surface paroi C (m2) 24,33		Surface paroi D (m2) 30	Surface plancher et plafond 81,1	
Volume (m3) 243,3	état de l'air extérieur(°C.%) 33 80		état de l'air intérieur (°C.%) -18 90		nombre d'opérateurs 3	temps de séjour (heure ) 8	
masse de denrées introduites par jour (kg/j)	7501,75						
contenance totale de la chambre froide (kg)	30007						
température d'introduction des denrées (°C)	25						

Nota: L'isolant thermique utilisé est le polyuréthane, le coefficient K de transmission thermique est de 0,19 W/m2.K

Calcul des Charges thermiques	Unités(W)	Autres données		Unités
Charge de transmissions paroi A qtrA	290,7	Taux de renouvellement de l'air	4,487733	/j
Charge de transmissions paroi B qtrB	235,7577	Capacité thermique massique avant congélation c1	3,85	KJ/K.G.K
Charge de transmissions paroi C QtrC	235,7577	Capacité thermique massique après congélation c2	1,97	KJ/K.G.K
Charge de transmissions paroi D QtrD	0	Chaleur latente de congélation L	297	KJ/K.G
Charge par transmission plafond Qt pl	508,497	Chaleur de respiration qresp	1745	KJ/K.G.j
Charge par transmission sol Qt sol	785,859	Ecart de température dtA	51	K
Charge par ouverture des portes Qop	4828,028155	Ecart de température dtB	51	K
Charge par renouvellement d'air Qre	1923,907233	Ecart de température dtC	51	K
Charge due aux denrées entrantes Qde	37223,09308	Ecart de température dtD	0	K
Charge due à la respiration des denrées Qresp	14545,05972	Ecart de température dtplancher	33	K
Flux de chaleur par personne	385	Ecart de température dtplafond	51	K
Charge due aux personnes	385	Température d'évaporation		°C
Charge due à l'éclairage Qec	486,6	Type d'évaporateur présélectionné (catalogue)		
Charge thermique intermédiaires Qint	61833,25959	Durée de fonctionnement des ventilateurs	16	h/j
Durée de fonctionnement de l'installation	16	Durée totale de dégivrage		h/j
Puissance frigorifique intermédiaire Q0.int	92749,88939	Type de machine frigorifique suivant catalogue		
Puissance des moteurs des ventilateurs		Températures effect. d'évaporat. et de condens		°C
Charges dues aux moteurs des ventilateurs		Fluide frigorigène	R22\NH3	
Puissance des résistances de dégivrage		Divers		
Charge due aux dégivrage Qdeg				
Puissance frigorifique effective de l'evap Q0 eff	111299,8673			

tableau 3.2: CHAMBRE DE REFRIGERATION Haricots Verts

Données de la chambre	Longueur (m) 2	Largeur (m) 1,35	Hauteur (m) 3	Epaisseur isolant thermique (m) 0,1			
Surface paroi S (m <sup>2</sup> ) 4,05	Surface paroi T (m <sup>2</sup> ) 6	Surface paroi R (m <sup>2</sup> ) 6	Surface paroi U (m <sup>2</sup> ) 4,05	Surface plancher et plafond 2,7			
Volume (m <sup>3</sup> ) 8,1	état de l'air extérieur (°C.%) 33 80	état de l'air intérieur (°C.%) 2 90	nombre d'opérateurs 1	temps de séjour 8			
masse de denrées introduites par jour (kg/j) contenance totale de la chambre froide (kg) température d'introduction des denrées (°C)	249,75 999 2,5	Nota: L'isolant thermique utilisé est le polyméthane					

Calcul des Charges thermiques	Unités (W)	Autres données	Unités
Charge de transmissions paroi S qtrS	23,0850000	Taux de renouvellement de l'air	24,59549 /j
Charge de transmissions paroi T qtrT	34,2	Capacité thermique massique avant congélation c1	3,85 KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi U qtrU	-0,7695	Capacité thermique massique après congélation c2	1,97 KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi R qtrR	34,2	Chaleur latente de congélation L	297 KJ/KG
Charge par transmission plafond Qtr pl	15,39	Chaleur de respiration qresp	1745 KJ/KG.j
Charge par transmission sol Qtr sol	6,669	Ecart de température dt S	30 K
Charge par ouverture des portes Qop	101,1516984	Ecart de température dt T	30 K
Charge par renouvellement d'air Qre	238,5762813	Ecart de température dt U	-1 K
Charge due aux denrées entrantes Qde	255,9648438	Ecart de température dt R	30 K
Charge due à la respiration des denrées Qresp	484,2375	Ecart de température dtplancher	13 K
Flux de chaleur par personne	260	Ecart de température dtplafond	30 K
Charge due aux personnes	86,66666667	Température d'évaporation	°C
Charge due à l'éclairage Qec	16,2	Type d'évaporateur présélectionné (catalogue)	
Charge thermique intermédiaires Qint	1555,5714901	Durée de fonctionnement des ventilateurs	16 h/j
Durée de fonctionnement de l'installation	16	Durée totale de dégivrage	h/j
Puissance frigorifique intermédiaire Q0,int	2333,357235	Type de machine frigorifique suivant catalogue	
Puissance des moteurs des ventilateurs		Températures effect. d'évaporat. et de condens	°C
Charges dues aux moteurs des ventilateurs		Fluide frigorigène	R22/NH3
Puissance des résistances de dégivrage		Divers	
Charge due aux dégivrage Qdeg			
Puissance frigorifique effective de l'évap Q0,eff	2800,028682		

tableau 3.3: CHAMBRE DE CONGELATION Mangues

Données de la chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Épaisseur isolant thermique(m)		
	10	7.14	3	0.1		
Surface paroi D (m <sup>2</sup> )	Surface paroi E(m <sup>2</sup> )		Surface paroi F (m <sup>2</sup> )		Surface paroi I (m <sup>2</sup> )	Surface plancher et plafond
30	21.42		21.42		30	71.4
Volume (m <sup>3</sup> )	état de l'air extérieur(°C.%)		état de l'air intérieur (°C.%)		nombre d'opérateurs	temps de séjour
214.2	33 80		-18 90		3	8
masse de denrées introduites par jour (kg/j)	6247.5					
contenance totale de la chambre froide (kg)	24990		Nota: L'isolant thermique utilisé est le polyuréthane			
température d'introduction des denrées (°C)	25					

Calcul des Charges thermiques	Unités(W)	Autres données		Unités
Charge de transmissions paroi D qtrD	0	Taux de renouvellement de l'air	4.782867	/j
Charge de transmissions paroi E qtrE	207.5598	Capacité thermique massique avant congélation c1	3.56	KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi F QtrF	207.5598	Capacité thermique massique après congélation c2	1.84	KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi I QtrI	290.7	Chaleur latente de congélation L	272	KJ/KG
Charge par transmission plafond Qtr pl	691.866	Chaleur de respiration qresp	370	KJ/KG j
Charge par transmission sol Qtr sol	447.678	Écart de température dtD	0	K
Charge par ouverture des portes Qop	3574.682463	Écart de température dtE	51	K
Charge par renouvellement d'air Qre	1799.97222	Écart de température dtF	51	K
Charge due aux denrées entrantes Qde	28498.43403	Écart de température dtI	51	K
Charge due à la respiration des denrées Qresp	642.1041667	Écart de température dtplancher	33	K
Flux de chaleur par personne	370	Écart de température dtplafond	51	K
Charge due aux personnes	370	Température d'évaporation	-	°C
Charge due à l'éclairage Qec	428.4	Type d'évaporateur présélectionné (catalogue)	-	-
Charge thermique intermédiaires Qint	37528.95648	Durée de fonctionnement des ventilateurs	16	h/j
Durée de fonctionnement de l'installation	16	Durée totale de dégivrage	-	h/j
Puissance frigorifique intermédiaire Q0.int	56293.43472	Type de machine frigorifique suivant catalogue	-	-
Puissance des moteurs des ventilateurs	-	Températures effect. d'évaporat et de condens	-	°C
Charges dues aux moteurs des ventilateurs	-	Fluide frigorigène	R22/MH3	-
Puissance des résistances de dégivrage	-	Divers	-	-
Charge due aux dégivrage Qdeg	-	-	-	-
Puissance frigorifique effective de l'évap. Q0.eff	67552.12165	-	-	-

tableau 3.4: CHAMBRE DE REFRIGERATION Mangues

Données de la chambre	Longueur (m) 3,5	Largeur (m) 3,26	Hauteur (m) 3	Épaisseur isolant thermique(m) 0,1		
Surface paroi O (m <sup>2</sup> ) 10,5	Surface paroi P(m <sup>2</sup> ) 9,78	Surface paroi Q (m <sup>2</sup> ) 9,78	Surface paroi R (m <sup>2</sup> ) 10,5	Surface plancher et plafond 11,41		
Volume (m <sup>3</sup> ) 34,23	état de l'air extérieur(°C.%) 33 80	état de l'air intérieur (°C.%) 10 90	nombre d'opérateurs 2	temps de séjour 8		
masse de denrées introduites par jour (kg/j) 998,375	contenance totale de la chambre froide (kg) 3993,5	température d'introduction des denrées (°C) 25	Nota: L'isolant thermique utilisé est le polyuréthane			

Calcul des Charges thermiques	Unités(W)	Autres données	Unités
Charge de transmissions paroi O QtrO	-19,95	Taux de renouvellement de l'air	11,9645 /j
Charge de transmissions paroi P QtrP	42,7386	Capacité thermique massique avant congélation c1	3,5 KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi Q QtrQ	42,7386	Capacité thermique massique après congélation c2	1,81 KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi R QtrR	45,885	Chaleur latente de congélation L	272 KJ/KG
Charge par transmission plafond Qtr pi	49,8617	Chaleur de respiration gresp	37 KJ/KG.j
Charge par transmission sol Qtr sol	10,8395	Ecart de température dtO	-13 K
Charge par ouverture des portes Qop	78,97974618	Ecart de température dtP	23 K
Charge par renouvellement d'air Qre	207,3794911	Ecart de température dtQ	23 K
Charge due aux denrées entrantes Qde	411,3674769	Ecart de température dtR	23 K
Charge due à la respiration des denrées Qresp	410,4430556	Ecart de température dtplancher	5 K
Flux de chaleur par personne	210	Ecart de température dtplafond	23 K
Charge due aux personnes	140	Température d'évaporation	°C
Charge due à l'éclairage Qec	68,46	Type d'évaporateur présélectionné (catalogue)	
Charge thermique intermédiaires Qint	1698,74317	Durée de fonctionnement des ventilateurs	16 h/j
Durée de fonctionnement de l'installation	16	Durée totale de dégivrage	h/j
Puissance frigorifique intermédiaire Q0,int	2548,114755	Type de machine frigorifique suivant catalogue	
Puissance des moteurs des ventilateurs		Températures effect. d'évaporat et de condens.	°C
Charges dues aux moteurs des ventilateurs		Fluide frigorigène	R22/NH3
Puissance des résistances de dégivrage		Divers	
Charge due aux dégivrage Qdeg			
Puissance frigorifique effective de l'évap. Q0,eff	3057,737705		

tableau 3.5: CHAMBRE DE CONGELATION Lait

Données de la chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Épaisseur isolant thermique(m)			
	1,35	1	3	0,1			
Surface paroi X (m <sup>2</sup> )	Surface paroi Y(m <sup>2</sup> )		Surface paroi Z (m <sup>2</sup> )		Surface paroi A1 (m <sup>2</sup> )	Surface plancher et plafond	
3	4,05		4,05		3	1,35	
Volume (m <sup>3</sup> )	état de l'air extérieur(°C.%)		état de l'air intérieur (°C.%)		nombre d'opérateurs	temps de séjour	
4,05	33 80		-30 90		1	8	
masse de denrées introduites par jour (kg/j)			270		Nota: L'isolant thermique utilisé est le polyuréthane		
contenance totale de la chambre froide (kg)			1080				
température d'introduction des denrées (°C)			25				

Calcul des Charges thermiques	Unités(W)	Autres données		Unités
Charge de transmissions paroi X qtrX	18,81	Taux de renouvellement de l'air	34,78328	/j
Charge de transmissions paroi Y qtrY	42,3225	Capacité thermique massique avant congélation c1	3,85	KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi Z qtrZ	42,3225	Capacité thermique massique après congélation c2	1,93	KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi A1 QtrA1	38,76	Chaleur latente de congélation L	293	KJ/KG
Charge par transmission plafond Qtr pl	17,442	Chaleur de respiration qresp	0	KJ/KG.j
Charge par transmission sol Qtr sol	11,5425	Ecart de température dtX	33	K
Charge par ouverture des portes Qop	215,4905034	Ecart de température dtY	55	K
Charge par renouvellement d'air Qre	300,9840667	Ecart de température dtZ	55	K
Charge due aux denrées entrantes Qde	1397,34375	Ecart de température dtA1	68	K
Charge due à la respiration des denrées Qresp	0	Ecart de température dplancher	45	K
Flux de chaleur par personne	150	Ecart de température dplafond	68	K
Charge due aux personnes	150	Température d'évaporation		°C
Charge due à l'éclairage Qec	8,1	Type d'évaporateur présélectionné (catalogue)		
Charge thermique intermédiaires Qmt	2693,11782	Durée de fonctionnement des ventilateurs	16	h/j
Durée de fonctionnement de l'installation	16	Durée totale de dégivrage		h/j
Puissance frigorifique intermédiaire Q0,mt	4039,67673	Type de machine frigorifique suivant catalogue		
Puissance des moteurs des ventilateurs		Températures effect d'évaporat et de condens		°C
Charges dues aux moteurs des ventilateurs		Fluide frigorigène	R22\NH3	
Puissance des résistances de dégivrage		Divers		
Charge due aux dégivrage Qdeg				
Puissance frigorifique effective de l'évap. Q0,eff	4847,612076			

tableau 3.6: CHAMBRE DE REFRIGERATION Lait

Données de la chambre	Longueur (m) 1,35	Largeur (m) 1	Hauteur (m) 3	Épaisseur isolant thermique(m) 0,1			
Surface paroi U (m2) 4,05	Surface paroi V(m2) 3	Surface paroi W (m2) 3	Surface paroi X(m2) 4,05	Surface plancher et plafond 1,35			
Volume (m3) 4,05	état de l'air extérieur(°C,%) 33 80		état de l'air intérieur (°C,%) 3 90		nombre d'opérateurs 1	temps de séjour 8	
masse de denrées introduites par jour (kg/j) 270	contenance totale de la chambre froide (kg) 1080		température d'introduction des denrées (°C) 25		Nota: L'isolant thermique utilisé est le polyuréthane		

Calcul des Charges thermiques	Unités(W)	Autres données		Unités
Charge de transmissions paroi U qtrU	-0,7695	Taux de renouvellement de l'air	34,78328	/j
Charge de transmissions paroi V qtrV	12,54	Capacité thermique massique avant congélation c1	3,85	KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi W QtrW	17,1	Capacité thermique massique après congélation c2	1,93	KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi X QtrX	-25,3935	Chaleur latente de congélation l.	293	KJ/KG
Charge par transmission plafond Qtr pl	7,695	Chaleur de respiration qresp	0	KJ/KG.j
Charge par transmission sol Qtr sol	3,078	Écart de température dtU	-1	K
Charge par ouverture des portes Qop	86,94930809	Écart de température dtV	22	K
Charge par renouvellement d'air Qrc	198,264694	Écart de température dtW	30	K
Charge due aux denrées entrantes Qde	1228,46875	Écart de température dtX	-33	K
Charge due à la respiration des denrées Qresp	0	Écart de température dtplancher	12	K
Flux de chaleur par personne	250	Écart de température dtplafond	30	K
Charge due aux personnes	83,33333333	Température d'évaporation		°C
Charge due à l'éclairage Qec	8,1	Type d'évaporateur présélectionné (catalogue)		
Charge thermique intermédiaires Qint	1869,366085	Durée de fonctionnement des ventilateurs	16	h/j
Durée de fonctionnement de l'installation	16	Durée totale de dégivrage		h/j
Puissance frigorifique intermédiaire Q0.int	2804,049128	Type de machine frigorifique suivant catalogue		
Puissance des moteurs des ventilateurs		Températures effect d'évaporat. et de condens		°C
Charges dues aux moteurs des ventilateurs		Fluide frigorigène	R22ANH3	
Puissance des résistances de dégivrage		Divers		
Charge due aux degivrage Qdeg				
Puissance frigorifique effective de l'évap Q0,eff	3364,858954			

Tableau 5.7: CHAMBRE DE REFRIGERATION Poisson

Données de la chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Epaisseur isolant thermique(m)		
	3,5	3,26	3	0,1		
Surface paroi M (m <sup>2</sup> )	Surface paroi N(m <sup>2</sup> )		Surface paroi O (m <sup>2</sup> )		Surface paroi L (m <sup>2</sup> )	Surface plancher et plafond
10,5	9,78		10,5		9,78	11,41
Volume (m <sup>3</sup> )	état de l'air extérieur(°C.%)		état de l'air intérieur (°C.%)		nombre d'opérateurs	temps de séjour
34,23	33 80		0 90		2	8
masse de denrées introduites par jour (kg/j)	998,375					
contenance totale de la chambre froide (kg)	3993,5		Nota: L'isolant thermique utilisé est le polyuréthane			
température d'introduction des denrées (°C)	25					

Calcul des Charges thermiques	Unités(W)	Autres données	Unités
Charge de transmissions paroi M QtrM	65,835	Taux de renouvellement de l'air	11,9645 /j
Charge de transmissions paroi N QtrN	61,3206	Capacité thermique massique avant congélation c1	3,6 KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi O Qtr O	19,95	Capacité thermique massique après congélation c2	1,88 KJ/KG K
Charge de transmissions paroi L QtrL	61,3206	Chaleur latente de congélation l	283 KJ/KG
Charge par transmission plafond Qtr pl	71,5407	Chaleur de respiration qresp	0 KJ/KG.j
Charge par transmission sol Qtr sol	32,5185	Ecart de température dtM	33 K
Charge par ouverture des portes Qop	320,4480401	Ecart de température dtN	33 K
Charge par renouvellement d'air Qrc	562,555583	Ecart de température dtO	10 K
Charge due aux denrées entrantes Qde	1039,973958	Ecart de température dtL	33 K
Charge due à la respiration des denrées Qresp	0	Ecart de température dtplancher	15 K
Flux de chaleur par personne	270	Ecart de température dtplafond	33 K
Charge due aux personnes	180	Température d'évaporation	°C
Charge due à l'éclairage Qec	68,46	Type d'évaporateur présélectionné (catalogue)	
Charge thermique intermédiaires Qint	2753,922781	Durée de fonctionnement des ventilateurs	16 h/j
Durée de fonctionnement de l'installation	16	Durée totale de dégivrage	h/j
Puissance frigorifique intermédiaire Q0,int	4130,884172	Type de machine frigorifique suivant catalogue	
Puissance des moteurs des ventilateurs		Températures effect. d'évaporat et de condens.	°C
Charges dues aux moteurs des ventilateurs		Fluide frigorigène	R22VNH3
Puissance des résistances de dégivrage		Divers	
Charge due aux dégivrage Qdeg			
Puissance frigorifique effective de l'évap. Q0,eff	4957,061007		



tableau 3.8: CHAMBRE DE REFRIGERATION Viande

Données de la chambre	Longueur (m) 2,66	Largeur (m) 2,5	Hauteur (m) 3	Épaisseur isolant thermique(m) 0,1		
Surface paroi G (m <sup>2</sup> ) 7,98	Surface paroi H(m <sup>2</sup> ) 7,5	Surface paroi I (m <sup>2</sup> ) 7,98	Surface paroi F (m <sup>2</sup> ) 7,5	Surface plancher et plafond 6,65		
Volume (m <sup>3</sup> ) 19,95	état de l'air extérieur(°C.%) 33	80	état de l'air intérieur (°C.%) 0	90	nombre d'opérateurs 2	temps de séjour 8
masse de denrées introduites par jour (kg/j) contenance totale de la chambre froide (kg) température d'introduction des denrées (°C)		581,875 2327,5 25	Nota: L'isolant thermique utilisé est le polyuréthane			

Calcul des Charges thermiques	Unités(W)	Autres données	Unités
Charge de transmissions paroi G QtrG	50,0346	Taux de renouvellement de l'air	15,67208 /j
Charge de transmissions paroi H QtrH	47,035	Capacité thermique massique avant congélation c1	3,52 KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi I QtrI	50,0346	Capacité thermique massique après congélation c2	1,8 KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi F QtrF	-25,65	Chaleur latente de congélation L	255 KJ/KG
Charge par transmission plafond Qtr pl	41,6955	Chaleur de respiration qresp	0 KJ/KG.j
Charge par transmission sol Qtr sol	18,9525	Écart de température dtG	33 K
Charge par ouverture des portes Qop	445,4509876	Écart de température dtH	33 K
Charge par renouvellement d'air Qre	429,4704479	Écart de température dtI	33 K
Charge due aux denrées entrantes Qde	592,650463	Écart de température dtF	-18 K
Charge due à la respiration des denrées Qresp	0	Écart de température dtplancher	15 K
Flux de chaleur par personne	270	Écart de température dtplafond	33 K
Charge due aux personnes	180	Température d'évaporation	°C
Charge due à l'éclairage Qec	39,9	Type d'évaporateur présélectionné (catalogue)	
Charge thermique intermédiaires Qint	2139,564098	Durée de fonctionnement des ventilateurs	16 h/j
Durée de fonctionnement de l'installation	16	Durée totale de dégivrage	h/j
Puissance frigorifique intermédiaire Q0.int	3209,346148	Type de machine frigorifique suivant catalogue	
Puissance des moteurs des ventilateurs		Températures effect. d'évaporat. et de condens	°C
Charges dues aux moteurs des ventilateurs		Fluide frigorigène	R22ANH3
Puissance des résistances de dégivrage		Divers	
Charge due aux dégivrage Qdeg			
Puissance frigorifique effective de l'évap Q0,eff	3851,215377		

tableau 3.9:TUNNEL DE CONGELATION

Données de la chambre		Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Épaisseur isolant thermique(m)			
		3	1	3	0,1			
Surface paroi A (m2)		Surface paroi C (m2)		Surface paroi J (m2)		Surface paroi K (m2)		Surface plancher et plafond
3		9		3		9		3
Volume (m3)		état de l'air extérieur(°C.%)		état de l'air intérieur (°C.%)		nombre d'opérateurs		temps de séjour
9		33 80		-40 90		1		8
masse de denrées introduites par jour (kg/j)		1080		Nota: L'isolant thermique utilisé est le polyuréthane				
contenance totale de la chambre froide (kg)		4320						
température d'introduction des denrées (°C)		25						

Calcul des Charges thermiques	Unités(W)	Autres données		Unités
Charge de transmissions paroi A qtr A	41,61	Taux de renouvellement de l'air	23,33333	/j
Charge de transmissions paroi C qtr C	37,62	Capacité thermique massique avant congélation c1	3,85	KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi J Qtr J	37,05	Capacité thermique massique après congélation c2	1,93	KJ/KG.K
Charge de transmissions paroi K Qtr K	111,15	Chaleur latente de congélation L	293	KJ/KG
Charge par transmission plafond Qtr pl	41,61	Chaleur de respiration qresp	1745	KJ/KG.j
Charge par transmission sol Qtr sol	31,35	Ecart de température dtA	73	K
Charge par ouverture des portes Qop	121 5936691	Ecart de température dtC	22	K
Charge par renouvellement d'air Qre	404,7847222	Ecart de température dtJ	65	K
Charge due aux denrées entrantes Qde	5830,625	Ecart de température dtK	65	K
Charge due à la respiration des denrées Qresp	2094	Ecart de température dtplancher	55	K
Flux de chaleur par personne	420	Ecart de température dtplafond	73	K
Charge due aux personnes	140	Température d'évaporation		°C
Charge due à l'éclairage Qec	18	Type d'évaporateur présélectionné (catalogue)		
Charge thermique intermédiaires Qint	9329,393391	Durée de fonctionnement des ventilateurs		h/j
Durée de fonctionnement de l'installation	16	Durée totale de dégivrage		h/j
Puissance frigorifique intermédiaire Q0.int	13994,09009	Type de machine frigorifique suivant catalogue		
Puissance des moteurs des ventilateurs		Températures effect. d'évaporat. et de condens.		°C
Charges dues aux moteurs des ventilateurs		Fluide frigorigène		
Puissance des résistances de dégivrage		Divers		
Charge due aux dégivrage Qdeg				
Puissance frigorifique effective de l'évap Q0,eff	16792,9081			



Tableau A1 15 : CADE avec 3 étages intermédiaires et le couple NH3-H2O - Te=10 degré

Ta= 30		Tqmin= 35 12																											
Tqmin	Ta2	Ta1	Ta4	Ta3	Po	zpo	zqo	z+3	Ta3	P3	z+3	zq3	Tq3	zq3	z+2	Ta2	P2	z+2	zq2	Tq2	zq2	z+1	Ta1	P1	z+1	zq1	Tq1	zq1	COP
35 12																													6
40	0 552	30	115 72	1156 72	1163 8	0 7134	1607 51	0 992	30	659 8	427 13	0 5162	40	633 78	0 648	30	743 116	-13 11	0 547	40	1369	0 7383	30	864 84	-4169 7	0 603	40	4087 7	0 161
50	0 582	30	113 70	1049 70	1163 8	0 582	1547 61	0 7558	30	738 5	-1776 5	0 4778	50	1273 4	0 659	41 5	1005 2	-60 12	0 57	50	304 6	0 691	43 37	1152 8	3 1E-12	0 589	50	52 452	0 402
60	0 582	30	113 70	1049 70	1163 8	0 5122	1164 7	0 5598	43 6	692 5	-80 06	0 477	60	371 77	0 604	47 5	1122 8	2E-07	0 503	60	87 673	0 8056	44 41	1155 6	5 2E-06	0 51	60	22 01	0 604
70	0 582	30	113 70	1049 70	1163 8	0 4292	177 13	0 5092	47 2	625 2	-94 13	0 4053	70	188 47	0 403	49 3	1076 45	-7E-12	0 415	70	77 187	0 8047	40 03	1140 4	-8E-13	0 449	70	20 363	0 515
80	0 582	30	113 70	1049 70	1163 8	0 3585	1164 7	0 5092	49 7	643 7	-7E-07	0 4678	80	139 59	0 61	44 8	1026 22	1E-07	0 576	80	71 567	0 6036	47 42	1118 9	-3E-07	0 301	80	36 81	0 671
90	0 582	30	113 70	1049 70	1163 8	0 3145	1934	0 5092	18	613 5	7E-12	0 4744	90	143 76	0 598	43 3	974 097	7E-12	0 47	90	65 643	0 6021	46 65	1088 3	1 2E-12	0 344	90	42 517	0 597
100	0 582	30	113 70	1049 70	1163 8	0 3153	2470 7	0 5092	19 6	775 2	-2E-06	0 4575	100	77 62	0 596	41 8	976 932	4E-08	0 492	100	58 36	0 691	45 81	1057 8	8 8E-08	0 301	100	46 148	0 584
Ta= 45		Tqmin= 54 2																											
Tqmin	Ta2	Ta1	Ta4	Ta3	Po	zpo	zqo	z+3	Ta3	P3	z+3	zq3	Tq3	zq3	z+2	Ta2	P2	z+2	zq2	Tq2	zq2	z+1	Ta1	P1	z+1	zq1	Tq1	zq1	COP
54 2																													1
60	0 467	45	113 70	1049 70	1177 5	0 6096	2548 5	0 5092	19	775 2	1265 3	0 4118	60	1258 7	0 563	45	911 447	-2365	0 454	60	2342 8	0 6684	45	1229	-6069	0 526	60	5842 5	0 103
70	0 467	45	113 70	1049 70	1177 5	0 5269	1724	0 5092	40	739 1	-768 15	0 364	70	769 27	0 507	45	890 881	-7059	0 419	70	2040 5	0 6078	60 44	1621	-0 001	0 526	70	585 96	0 244
80	0 467	45	113 70	1049 70	1177 5	0 4822	1724	0 5092	31	627 7	1256 7	0 311	80	1224 4	0 504	62 1	1460 13	4E-04	0 444	80	483 38	0 5465	67 03	1703 7	0 00014	0 478	80	151 98	0 441
90	0 467	45	113 70	1049 70	1177 5	0 4313	1918	0 5092	45 5	569	0 6593	0 3642	90	615 22	0 508	72 7	1603 51	-9E-05	0 412	90	236 47	0 5122	75 16	1732 5	-4E-05	0 429	90	83 111	0 434
100	0 467	45	113 70	1049 70	1177 5	0 3929	2014	0 5092	67 5	515	7E-05	0 3145	100	171 96	0 505	70 9	1512 14	-5E-05	0 368	100	183 4	0 5104	74 52	1693 8	-4E-05	0 376	100	83 816	0 467

Tableau A1 16 : CADE avec 3 étages intermédiaires et le couple NH3-H2O - Te=20 degré

Ta= 30		Tqmin= 32 48																											
Tqmin	Ta2	Ta1	Ta4	Ta3	Po	zpo	zqo	z+3	Ta3	P3	z+3	zq3	Tq3	zq3	z+2	Ta2	P2	z+2	zq2	Tq2	zq2	z+1	Ta1	P1	z+1	zq1	Tq1	zq1	COP
32 48																													8
40	0 712	30	115 72	1156 72	1163 8	0 7134	1607 51	0 9615	30 41	642 5	1274 7	0 6209	40	1727 2	0 759	36 51	1145 93	8E-09	0 704	40	144 84	0 7693	36 98	1162 6	3 7E-07	0 713	40	11 218	0 458
50	0 712	30	115 72	1156 72	1163 8	0 6875	1193 5	0 7164	27 8	1034	-81 207	0 5729	50	116 13	0 721	39 2	1150 1	3E-07	0 585	50	23 659	0 7215	39 48	1161 5	-6E-08	0 587	50	4 7679	0 778
60	0 712	30	115 72	1156 72	1163 8	0 5122	1547 61	0 7164	30	1040	-3E-07	0 4852	60	64 24	0 72	38 3	1120 64	4E-08	0 503	60	26 576	0 7211	39 22	1152 1	3 5E-07	0 51	60	10 052	0 767
70	0 712	30	115 72	1156 72	1163 8	0 4502	1547 61	0 7164	45 5	952 1	1E-12	0 4182	70	14 534	0 719	37 2	1060 85	-3E-12	0 432	70	26 252	0 7205	38 72	1133 8	-7E-11	0 445	70	15 297	0 738
80	0 712	30	115 72	1156 72	1163 8	0 3929	1547 61	0 7164	47 2	625 2	2E-12	0 3642	80	36 501	0 718	36	1040 97	7E-12	0 374	80	24 751	0 7197	38 06	1110 3	7 5E-12	0 359	80	19 049	0 717
90	0 712	30	115 72	1156 72	1163 8	0 3545	1547 61	0 7164	31 112	624 9	1E-11	0 3168	90	21 504	0 717	35	1006 86	5E-12	0 331	90	21 885	0 719	37 37	1086 1	-2E-11	0 343	90	21 105	0 697
100	0 712	30	115 72	1156 72	1163 8	0 3153	1914	0 7164	11 9	910 7	-1E-11	0 2765	100	16 096	0 716	34 7	979 751	2E-10	0 37	100	18 948	0 7183	36 73	1063 8	1 7E-08	0 302	100	21 86	0 678
Ta= 45		Tqmin= 51 61																											
Tqmin	Ta2	Ta1	Ta4	Ta3	Po	zpo	zqo	z+3	Ta3	P3	z+3	zq3	Tq3	zq3	z+2	Ta2	P2	z+2	zq2	Tq2	zq2	z+1	Ta1	P1	z+1	zq1	Tq1	zq1	COP
51 61																													0
60	0 526	45	113 70	1049 70	1177 5	0 6480	171 6	0 571	40	649 8	677 26	0 4043	60	682 62	0 712	45	1120 8	-1652	0 464	60	1632 3	0 6846	50 53	1487 7	-1550 7	0 582	60	1843 3	0 258
70	0 526	45	113 70	1049 70	1177 5	0 5269	1724	0 5092	40	739 1	1265 3	0 364	70	1181 2	0 505	46 3	1506 34	-7E-04	0 472	70	143 16	0 6264	61 18	1745 5	-9E-05	0 551	70	44 459	0 382
80	0 526	45	113 70	1049 70	1177 5	0 4682	1724	0 5092	40	739 1	1265 3	0 364	80	107 14	0 503	65 2	1462 52	2E-11	0 432	80	172 6	0 5751	67 15	1755 9	3 3E-12	0 485	80	35 555	0 532

Tableau 4-2-2

## BILAN THERMIQUE DE LA MACHINE A ABSORPTION

CHAMBRES	Tc ( C )	Tc=Ta( C )	Tg0( C )	Tc' ( C )	Qc( kW)	Qg(kW)	Qc( kW)	Qa( kW)	mff( kg/s)	COP
Réfrigération poisson	0	30	80	20	4,96	9,706458	-5,66744	9,088388	0,004219	0,511
Réfrigération viande	0	30	80	20	3,85	7,534247	-4,39912	7,054495	0,003275	0,511
Réfrigération lait	3	30	80	20	3,4	6,284658	-3,87447	5,862123	0,002885	0,541
Réfrigération haricots verts	2	30	80	20	2,8	5,263158	-3,19361	4,914875	0,002378	0,532
Réfrigération mangue	10	30	70	20	3,1	5,016181	-3,4404	4,70346	0,002614	0,618
Congélation mangue	-18	30	100	20	67,6	188,3008	-81,6516	176,6016	0,058455	0,359
Congélation haricots verts	-18	30	100	20	111	309,1922	-134,073	289,9819	0,095984	0,359
Congélation lait	-30	30	100	20	4,85	20,04132	-5,92323	19,19263	0,004241	0,242
Tunnel de congélation	-40	30	100	20	16,8	119,1489	-20,7093	116,1816	0,014826	0,141

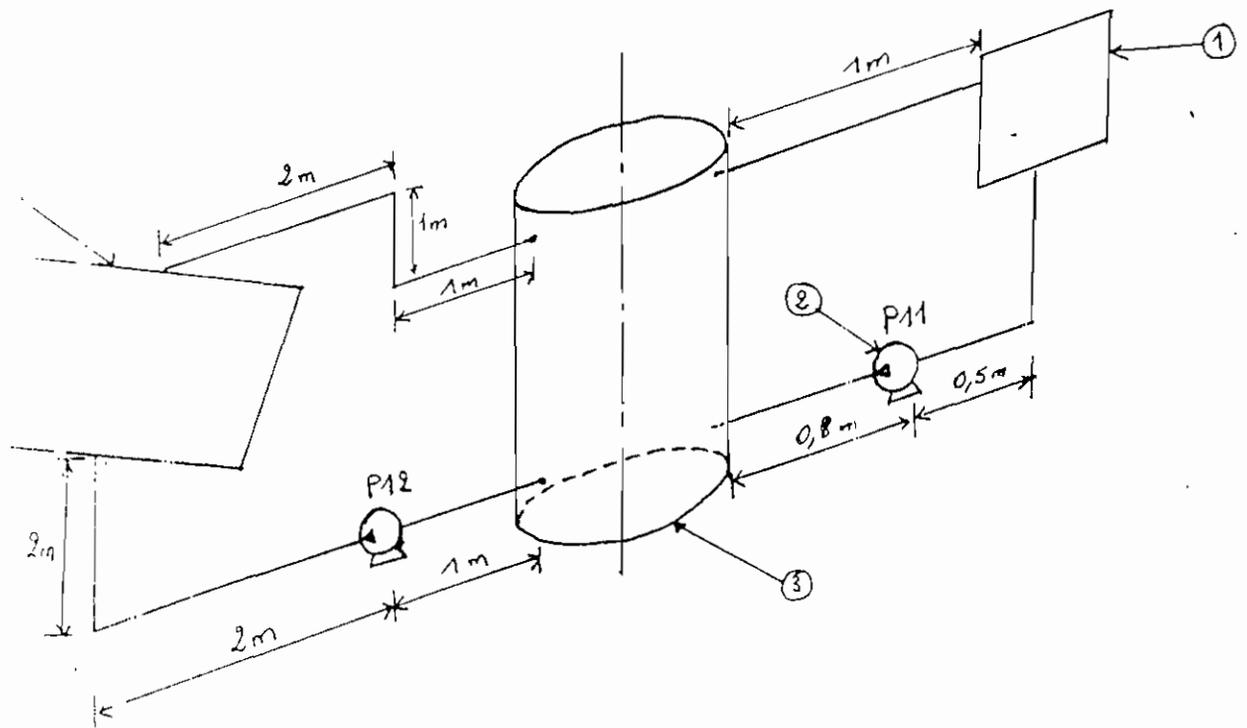
tableau 4-2-3-5: CALCUL DES PUISSANCES DES POMPES ET DES MOTEURS

	Q(m <sup>3</sup> /s)	(m/s)	D(m)	nor(m)	f	Hf(m)	Pht(W)	Phr(W)	Pmec(W)	Pmoteur(W)
P1	0,000178	1	0,0151	0,0172	0,3464	2,133729	3,353	4,3592736	5,449092	6,53891037
P2	0,000178	1	0,0151	0,0172	0,3464	2,133729	3,353	4,3592736	5,449092	6,53891037
P3	0,000155	1	0,0141	0,0172	0,3464	1,617941	2,214	2,8783872	3,597984	4,31758078
P4	0,000178	1	0,0151	0,0172	0,3464	2,133729	3,353	4,3592736	5,449092	6,53891037
P5	0,000333	1	0,0206	0,0213	0,2815	8,357460	24,571	31,942832	39,92854	47,9142482
Pch	0,000333	1	0,0206	0,0213	0,2815	8,000460	23,522	30,578352	38,22294	45,8675275

	Q(m <sup>3</sup> /s)	(m/s)	D(m)	nor(m)	e/D	Re	fo	f1	f2	f3	f4	Hf(m)	Pht(W)	Phr(W)	mec(W)	Pmot(W)
P6	0,0005	0,9	0,0266	0,0269	0,3346	64518,2	0,01983	0,2300819	0,2296694	0,22966957	0,2296696	1,643	8,060	10,478	13,0971	15,71
P7	0,000386	0,7	0,0265	0,0269	0,3346	49808	0,02115	0,2302303	0,22972	0,2297202	0,2297202	0,980	3,711	4,824	6,03006	7,236
P8	0,000329	0,6	0,0264	0,0269	0,3346	42453	0,02201	0,2303402	0,2297583	0,22975866	0,2297587	0,712	2,299	2,989	3,7357	4,482
P9	0,0002715	0,5	0,0263	0,0269	0,3346	35033,4	0,0231	0,2304944	0,2298134	0,22981382	0,2298138	0,485	1,293	1,681	2,10125	2,521
P10	0,001486	1	0,0435	0,0483	0,1863	106791	0,01748	0,1487572	0,1485268	0,1485269	0,1485269	3,584	52,243	67,916	84,895	101,8
P11	0,000256	0,5	0,0255	0,0269	0,3346	33033,3	0,02344	0,2305471	0,2298324	0,22983293	0,2298329	0,506	1,270	1,651	2,06426	2,477
P12	0,000256	0,5	0,0255	0,0269	0,3346	33033,3	0,02344	0,2305471	0,2298324	0,22983293	0,2298329	3,343	8,396	10,914	13,6429	16,37

Légende.

- Pht : puissance hydraulique théorique
- Phr : puissance hydraulique réelle
- Pmec : puissance mécanique de la pompe
- Pmot : puissance du moteur
- Pi : pompe n°i

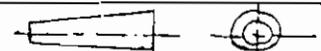


4	1	Capteurs plans	
3	1	Réservoir de stockage	
2	1	Pompes	
1	1	bouilleur	
Rep	Nb	Désignation	

Noms: Mory SEYE et Mamadou Moustapha Seck

ESF

Circuit - Capteur - Réservoir -  
bouilleur avec des températures de 70°



Date: 30/06/2000

Tableau 2-4 : Resistances thermiques superficielles  $1/h_1$  et  $1/h_2$  en  $m^2 \cdot K/W$  des parois d'une chambre froide.

Côté externe de la paroi	$1/h_1$	Côté interne de la paroi	$1/h_2$
Cas où il est en contact avec l'air extérieur	0,03	Cas d'une chambre froide en ventilation mécanique	0,06
Cas où il est en contact avec un autre local	0,12	Cas d'une chambre froide en ventilation naturelle	0,12

Tableau 2-5 : Coefficient de transmission thermique K d'une paroi type sandwich composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux revêtements métalliques.

Épaisseur d'isolant mm	Coefficient K $W/m^2 \cdot K$	Écart de température conseillé K	Utilisation jusqu'à environ °C
50	0,35	20	- 4
75	0,26	34	- 10
100	0,19	45	- 20
125	0,15	56	- 30
150	0,13	70	- 45

Tableau 2-6 : Coefficient de transmission thermique K d'une porte isolante de chambre froide composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux faces métalliques.

Épaisseur d'isolant mm	Coefficient K $W/m^2 \cdot K$	Épaisseur d'isolant mm	Coefficient K $W/m^2 \cdot K$
50	0,32	160	0,12
80	0,24	180	0,11
100	0,19	200	0,10

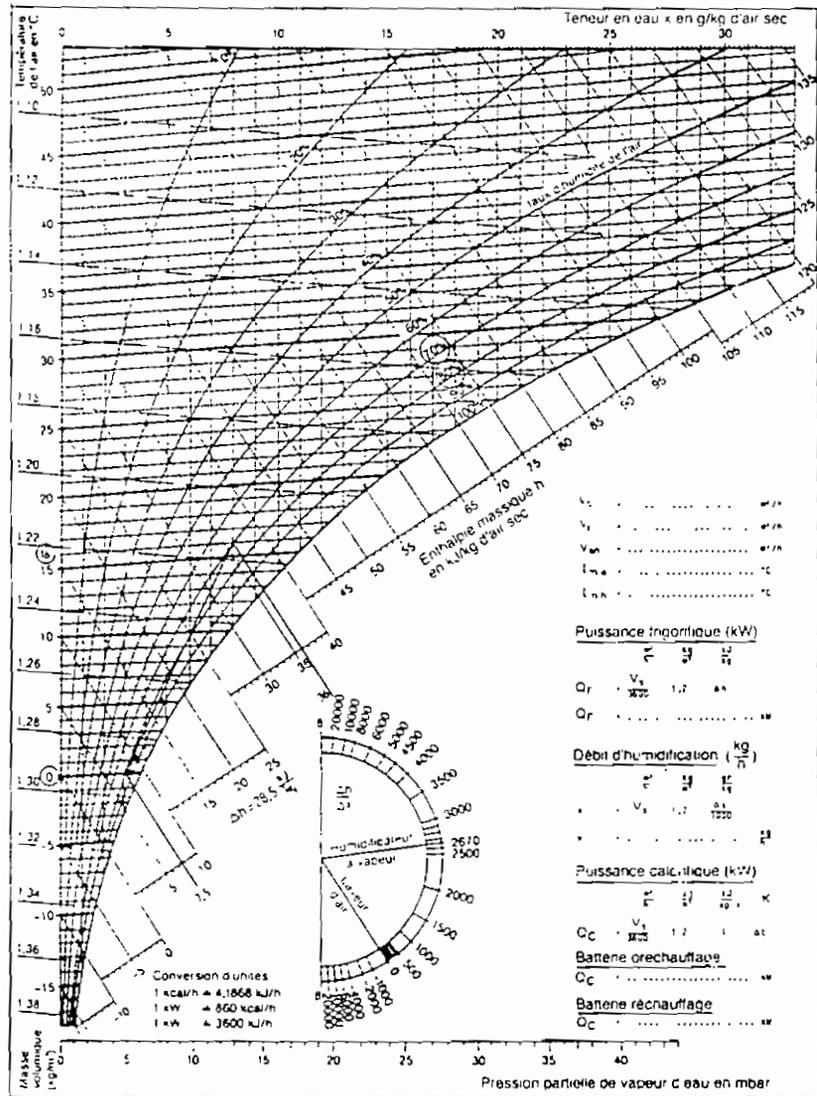


Fig. 2-11. Diagramme de l'air humide utilisé pour le calcul des variations d'enthalpie de l'air de l'exemple d'application.

Tableau 2-12 : Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide.

Type de porte	Type de marchandise	d, min.
Porte à ouverture manuelle	Cas de la viande animale sur pendou	15
	Cas des marchandises palettisées	6
Porte automatique commandée	Cas de la viande animale sur pendou	1
	Cas des marchandises palettisées	0,3

Tableau 2-14 : Densités d'entreposage de conserves et pâtisseries en chambre froide.

Marchandise concernée	d, kg/m <sup>3</sup>	Conditionnement
Baies diverses	450	expresso
Carottes, en os	420	expresso
Châtaignes	450	expresso
Chou	610	expresso
Chou-fleur inflorescences	330	expresso
Compoté de pommes	670	expresso
Concombre en rondelles	500	expresso
Desserts	155	carton et feuille alu
Épinards	610	expresso
Gâteaux type madeleines secs	240	carton et feuille alu
à la crème	100	sachets
	70	cartons
Maïs verts	370	expresso
Les légumes jardinières de	420	expresso
Levier boulangère	260	sachets
Poissons	440	expresso
Poissonnes	175	assiettes à trois compartiments
	325	assiettes à un seul compartiment
Tomates en rondelles	500	-

Tableau 2-15 : Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des marchandises.

Type d'entreposage	$\eta_s$
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à faible rotation	0,65...0,70
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide	0,45...0,50
Entreposage de marchandises congelées palettisées à faible rotation	0,75...0,80
Entreposage de marchandises congelées palettisées à rotation rapide	0,50...0,60

Tableau 2-13 : Densités d'entreposage de différentes marchandises (se reporter également au tableau 2-14).

Marchandise concernée	d, kg/m <sup>3</sup>	Conditionnement	
Amandes décortiquées non décortiquées	500	sacs	
	350	sacs	
Bananes	250	regimes	
	300	caisses bois	
Beurre	650	tonneaux	
	1 000	cartons	
Bière	500	tûts	
	650	caisses	
Cacao	450	sacs	
Cacahuètes, décortiquées non décortiquées	400	sacs	
	250	sacs	
Café décortiqué non décortiqué	500	sacs	
	450	sacs	
Céréales	650	en vrac	
Coquillages	400	bourriches	
Farine	700	sacs	
Fromage	500	caisses	
Fruits exotiques	350	caisses	
Graisse animale	900	caisses	
Haricots	600	sacs	
	700	en vrac	
Huile	650	tonneaux	
Lait	800	caisses	
Lard sale	650	tonneaux	
Lentilles	600	sacs	
Macarons	200	caisses	
Maïs	700	sacs	
Maïs	400	tonneaux	
	650	sacs	
Mandarines	450	caisses	
Miel	300	tonneaux	
Œufs	350	caisses	
jaune d'œuf	900	tonneaux	
jaune d'œuf congelé	1 000	drçons	
Oignons	450	sacs	
Oranges	400	caisses	
Pain	250	en vrac	
Petits pois	700	sacs	
Poivre	400	sacs	
Poisson, en saumure	350	tonneaux	
	800	tonneaux	
	600	caisses	
	900	tonneaux	
Pommes	350	caisses	
	400	sacs	
Pommes de terre	700	en vrac	
	600	caisses	
Viande réfrigérée, sur pendou	350	en vrac	
	650	balles	
	650	balles	
Viande congelée			
	de bœuf	300	en vrac
	de mouton	300	en vrac
de porc	350	en vrac	
Vin	400	tonneaux	
	650	cubeziniers	

Tableau 2-16 - Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide.

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

Tableau 2-18 - Enthalpie massique en kJ/kg de denrées entreposables en chambre froide.

	Température en °C										
	-30	-25	-20	-18	-15	-12	-10	-8	-5	-3	-1
Produits			0	4,2	10,9	17,6	22,6	27,6	36,8	45,2	84
Produits								1,3	5,4	11,3	16,7
Produits							0	10,5	32,7	49,8	139
Produits			0	7,5	20,5	36,4	49,8	66,6	116	203	233
Produits			0	6,7	17,2	29,7	39,4	51,1	83	139	268
Produits (2 parts fruits et 1 sirop à 10 %)			0	8,0	21,3	36,8	49,1	64,0	108	180	244
Produits (3 parts fruits et 1 sirop à 10 %)			0	10,0	33,1	46,9	63,6	85,8	147	173	180
Produits	-29,7	-18,4	0	10,0	28,3	50,2	66,1	85,5	153	225	233
Produits							0	1,2	10,9	15,1	19,7
Produits							0	12,6	37,7	57,4	157
Produits			0	4,2	10,5	17,6	22,6	28,1	41,4	228	234
Produits (sans mélanges)			0	4,6	11,3	18,4	24,3	31,0	44,8	63,2	142
Produits			0				29,3		75,4		
Produits			0	5,1	14,6	25,5	34,7	45,5	67,0	94	225
Produits			9	5,0	14,2	24,3	32,7	42,3	61,5	85	200
Produits			0	5,0	14,2	24,7	33,5	43,5	64,1	89	212
Produits			0	5,0	13,8	24,3	33,1	43,1	62,8	88	204
Produits			0	4,6	13,0	22,2	30,1	39,4	57,4	80	186
Produits			0	5,0	13,4	23,4	31,4	41,0	59,9	83	194
Produits			0	4,6	12,6	21,8	29,7	38,5	55,7	77	180
Produits			0	4,6	12,1	21,4	28,9	37,7	54,4	74	170

Tableau 2-18 (suite).

Denrée	Température en °C											
	0	1	3	5	7	10	12	15	17	20	25	30
Écure	93	95,5	102	108	115	126	134	147	156	172		
Fromage												
à pâte	19,7	22,2	28,0	33,5	39,4	47,7	53,2	61,5	67	75,8	89,6	104
blanc	246	249	256	263	270	281	288	298	306	316	334	352
Fruits et baies												
spéciaux, cerises, raisin etc	236	240	247	254	261	272	279	290	297	307	325	
Juices fruits	272	275	283	291	299	309	317	328	336	347	366	
au sirop (2 parts fruits et 1 sirop à 40 %)	247	251	258	265	272	283	290	301	308	318	336	
au sirop (1 parts fruits et 1 sirop à 40 %)	182	186	192	198	205	216	220	230	-	245	261	
Travaux alimentaires	236	240	247	254	260	271	275	289	295	305		
...												
condensé	21,8	23,9	28,5	32,7	36,8	43,5	47,7	54,1	59	65,3	76,2	87
écroulé	291	294	303	310	318	330	338	350	358	370	390	410
fermé à	0	3,8	11,7	19,7	27,5	39,4	47,3	59	67	78,7	98,4	118
Épis												
en coque	237	240	247	253	259	269	275	285	291	300	316	
jaune, blanc, mélangés	264	267	274	281	288	298	305	316	322	333	350	
Pain d'orge	121					146						
Poisson												
en file	282	285	291	300	307	318	326	337	344	355	373	
en file	249	253	260	266	273	283	290	301	307	317	334	
en file	266	270	277	283	291	301	308	319	326	336	354	
Boite												
bois	251	265	272	279	285	295	303	314	321	-	349	366
bois et viande	232	236	242	248	255	265	271	280	287	297	313	329
bois et viande	243	246	253	260	266	275	283	293	299	309	326	342
bois et viande	224	227	234	240	246	255	262	271	278	287	303	319
bois	212	215	221	227	233	242	248	257	263	273	288	314

Tableau 2-19 : Teneur en eau, point de congélation haut, capacité thermique massique et chaleur latente de congélation de différentes denrées

Denrée	Teneur en eau %	Point de congélation haut °C	Capacité thermique massique en kJ/kg K		Chaleur latente de congélation kJ/kg
			avant congélation	après congélation	
Abricots	85.4	-1.05	3.68	1.93	283
Avis sèche	61.3	-2	2.89	1.67	207
Avelles		-2.97			
Ananas, immatures		-1			
matures	85.3	-1.1	3.68	1.88	283
Artichauts communs	83.7	-1.22	3.64	1.88	279
variété « Jérusalem »	79.5	-2.5	3.47	1.84	265
Auberges	94	-1	3.94	2.01	314
Aubergines	92.7	-0.78	3.94	2.01	307
Babeurre	87		3.77		
Bacon	20		2.3	1.3	9.4
Baies en general	86		3.81	2.1	293
Bananes	74.8	-1	3.47	1.75	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		306
Brocolis	89.9	-0.61	3.85	1.97	302
Cacao en poudre	0.5			2.10	
Café, vert	10		1.26	1	33
Carottes					
immatures avec tanes	88.2	-1.39	3.77	1.93	293
matures sans tanes	83	-1.35	3.77	1.93	276
Cassis	82.9	-1.28	3.6	1.88	274
Caviar	60		2.85	1.59	201
Celeri en branches	92	-1.07	3.94	1.97	310
en feuilles	93.7	-0.5	3.98	2.01	313
Superolites	88.3	0.94	3.94	1.93	293
Cereales seches	0.28		1.26	2.26	
Cerises	82	-2	3.64	1.84	276
Champignons, de Paris	91.1	-0.89	3.89	1.97	307
Chataignes		-4.6			
Chocolat			3.18		84.126
Choux de Bruxelles	84.9	-0.83	3.68	1.93	283
Chou-fleur	91.7	1.06	3.89	1.97	307
Chou frisé	86.6	-0.5	3.73	1.93	288
Chou navet	81	-1.05	3.89	1.97	302
Chou pomme	91	-0.6	3.89	1.97	302
Citron	90.1	1	3.85	1.97	297
Citrons	85	-1.45	3.81	1.93	285
Citrouille	90.1	-0.83	3.85	1.97	307
Comps	85.3		3.68		
Concombre	96	0.6	3.94	2.01	314
Conquettes	77		3.19	1.7	

Tableau 2-19 (suite)

Denrée	Teneur en eau %	Point de congélation haut °C	Capacité thermique massique en kJ/kg K		Chaleur latente de congélation kJ/kg
			avant congélation	après congélation	
Crème Chantilly	72.5		3.27	1.76	242
Crème glacée	65		3.27	1.88	209
Crevettes	77		3.39	1.8	260
Dattes	20	-15.7	1.51	1.09	67
Dattes-prunes	78.2	-2.16	3.52	1.8	260
Endives	93.3	-0.06	3.94	2.01	307
Epinards	92.7	-0.75	3.94	2.01	307
Érable, sirop d	35.5		2.01	1.3	118
Farine	13		1.84		
Figues fraîches	78	-2.45	3.43	1.8	260
séchées	24		1.63	1.13	73
Fleurs, coupées		-1			
oignons a	91		3.88	2.01	306
Fraises	89.9	-1.16	3.89	1.93	300
Fraises des bois	87.4	-0.89	3.77	1.93	288
Framboises	84.1	-0.88	3.64	1.88	281
Fromage à pâte blanc	50.35		2.51	1.88	176.109
	80		2.93	1.88	268
Fruits, en general en gelée secs	84	-2	3.64	1.97	281
	36		2.01		
	30		1.76	1.13	100
Glace d'eau et artificielle	100	0	4.19	2.1	335
Gombo cosses de	89.8	-1.83	3.85	1.93	297
Goyave	83		3.6		
Grenades		-3			
Groseilles à maquereau	84.7	-1	3.72	1.88	279
	88.9	-1.73	3.85	1.93	301
Haricots verts variété Lima	88.9	1	3.85	1.97	297
	66.5	-0.56	3.35	1.67	218
Homard	77		3.39	1.8	260
Huile alimentaire	0		1.67	1.47	
Huiles	80	-2	3.47	1.84	262
Jambon frais sale	54		2.64	1.51	179
	45		2.34	1.38	149
Jus en general	89		3.81	1.97	297
Lait entier	88	-0.55	3.85	1.97	293
entier condensé	28		1.76		77
entier concentré et sucre	74		3.01		247
	2.6		1.46		9
Lard	20			1.21	71
Légumes, en general secs	94	-1.4	3.77	1.93	295
	20		1.51	1.09	77
graines de	12			0.96	30.2
Levain	70.9		3.22	1.72	237
Levain	86	-1.51	3.73	1.93	291

Tableau 2-19 (suite)

Dentée	Teneur en eau %	Point de congélation haut °C	Capacité thermique massique en kJ/kg K		Chaleur latente de congélation kJ/kg
			avant congélation	après congélation	
Mandarines	87,3	-1,05	3,77	1,93	291
Mangues	81,4	-0,94	3,56	1,84	272
Melons	15,5	-4,6	1,97	1,26	126
Marrons					
Melons, en général	80	-1	3,89	1,97	301
variété cantaloup	92	-1,17	3,89	2,01	307
variété casaba	92,7	-1,05	3,94	2,01	307
Miel	18		1,46	1,05	60
Mirabelles	87		3,81	1,97	293
Morues	76		3,35	1,67	261
Mourues	84,8	-1,2	3,68	1,53	293
Murilles	82,3	-1,28	3,6	1,68	274
Murilles	85	-0,89	3,68	1,93	293
Nectarines	6	-6,5	1,05	0,92	21
Nectarines	6	-6,5	1,05	0,92	21
Noix	6	-6,5	1,05	0,92	21
Noix de coco	46,9	-0,89	2,43	1,42	156
Cluifs	70	-1	3,18	1,67	275
Cluifs d'oeuf					
blanc d'oeuf; flocons de	14	-0,45	1,3	1	46
jaune d'oeuf;					
poudre d'oeuf	6,5	-0,54	1,09	0,92	26
Onomons comestibles					
de légumes	87,5	-1,2	3,77	1,93	288
Onomons comestibles					
de légumes	3,99	2,01	3,05	2,01	305
Onomons comestibles					
de légumes	75,2	-1,2	3,35	1,76	251
Onomons comestibles					
de légumes	81		3,85	1,84	285
Onomons comestibles					
de légumes	89		3,81	1,97	297
Onomons comestibles					
de légumes	34,32	1,42	2,93	1,42	165
Pain de froment	40,37	1,42	2,93	1,42	123
de seigle	88,8	-1,11	3,81	1,93	293
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	78,6	-0,89	3,57	1,64	260
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	90,8	-0,89	3,43	1,97	302
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	3,94	2,01	3,07	2,01	307
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	92,1	-1	4,06	2,31	275
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	63,5	-1,28	3,14	1,97	275
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	87	-1,1	3,77	1,93	293
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	85,1	-1,11	3,68	1,84	283
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	74,3	-1,09	3,31	1,76	246
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	89,7	-1,7	3,77	1,88	274
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	85,4	-1,22	3,77	1,93	293
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	85,62	-2,22	3,6, 2,93	1,84, 1,99	283, 295
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	3,1	1,94	3,1	1,94	14
Pain d'indulgences					
Pain d'indulgences	92,4	0,77	1,04	1,07	14

Tableau 2-19 (suite)

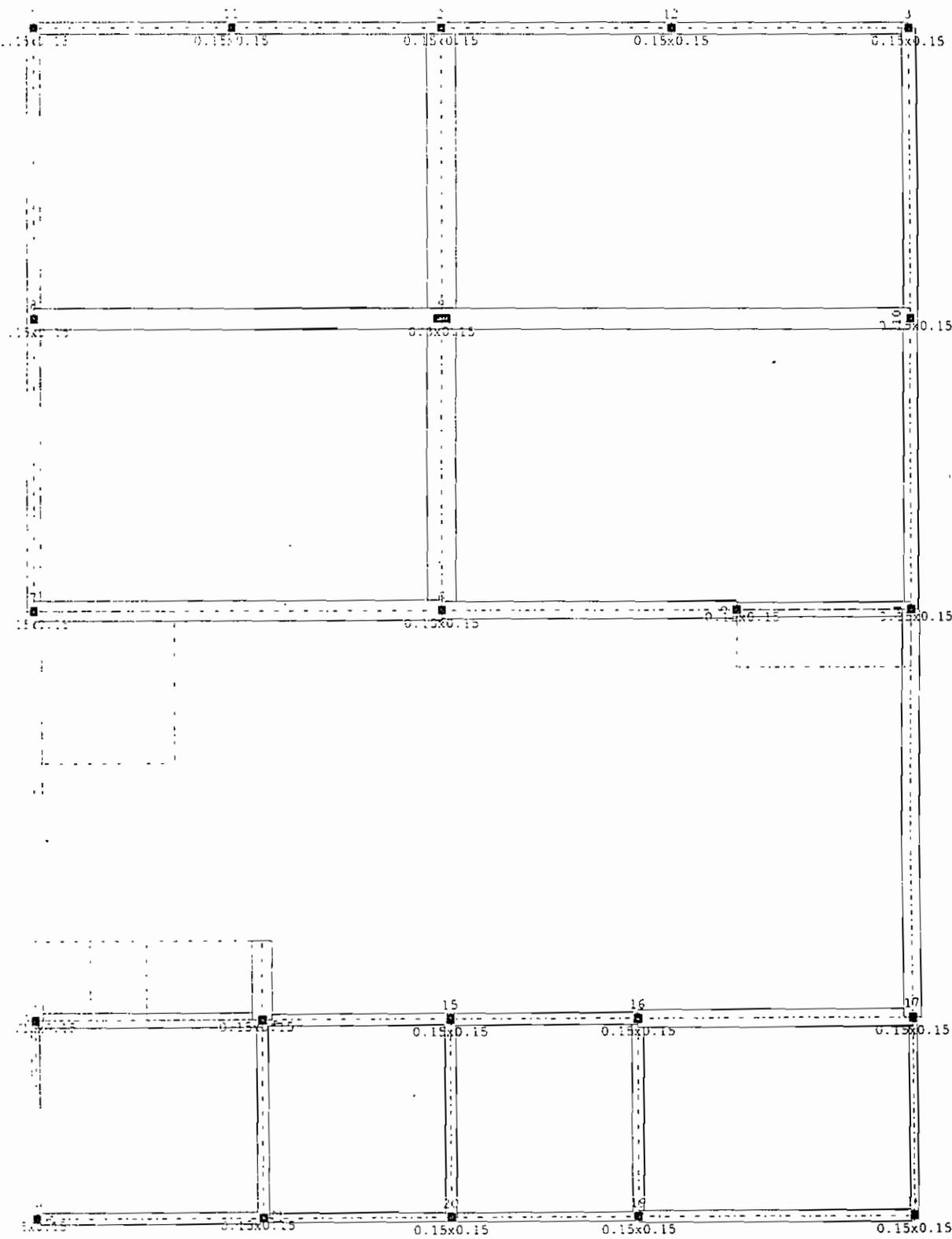
Dentée	Teneur en eau %	Point de congélation haut °C	Capacité thermique massique en kJ/kg K		Chaleur latente de congélation kJ/kg
			avant congélation	après congélation	
Pommes	84,1	-2	3,85	1,88	281
Pommes de terre					
nouvelles	81,2	-0,61	3,56	1,84	270
de saison	76	-1,5	3,43	1,8	255
Pommes fraîches	82,3	-1,2	3,68	1,88	274
Quetsches	82,3	-1,2	3,68	1,88	274
Raisins	93,6		3,98	2,01	311
Raisins					
américain	81,9	-1,28	3,6	1,84	270
europpéen	81,6	-2,16	3,6	1,84	270
Rhubarbe	94,5	-1,5	4,2	2,01	311
Sandoux	0,7		2,3	1,67	121, 146
Saute en feuilles	94,8	-0,3	4,02	2,01	315
Saucesse luntée	60		2,85	1,59	200
Saucesse de patate	60		2,85	1,59	200
Sucre	0,1		1,42	1,59	200
Suif	12		1,06	1	39,4
Tomates					
immatures	93	-0,56	3,98	2,01	311
matures	94,1	-0,7	3,94	2,05	314
Vandé					
en général; maigre à gras	77,40	-1,5	3,18, 2,1	1,76, 1,42	291, 167
agneau; maigre à gras	70,66	-1,5	3,18, 2,85	2,13, 1,59	232, 200
boeuf; maigre à gras	77,62	-1,5	3,52, 2,93	1,8, 1,59	255, 207
laine; comble	70	-1,7	3,35	1,72	232
goué	74		3,35	1,67	242
Bain	68		3,1	1,67	228
mouton	67,50	-1,5	3,08, 2,55	1,72, 1,47	277, 157
porc	46,36	-1,5	2,3, 1,93	1,38, 1,25	148, 107
veau; maigre à gras	70,64	-1,5	3,16, 2,97	1,72, 1,63	232, 214
volaille; maigre à gras	74	-2,8	3,18, 3,1	1,76, 1,67	217

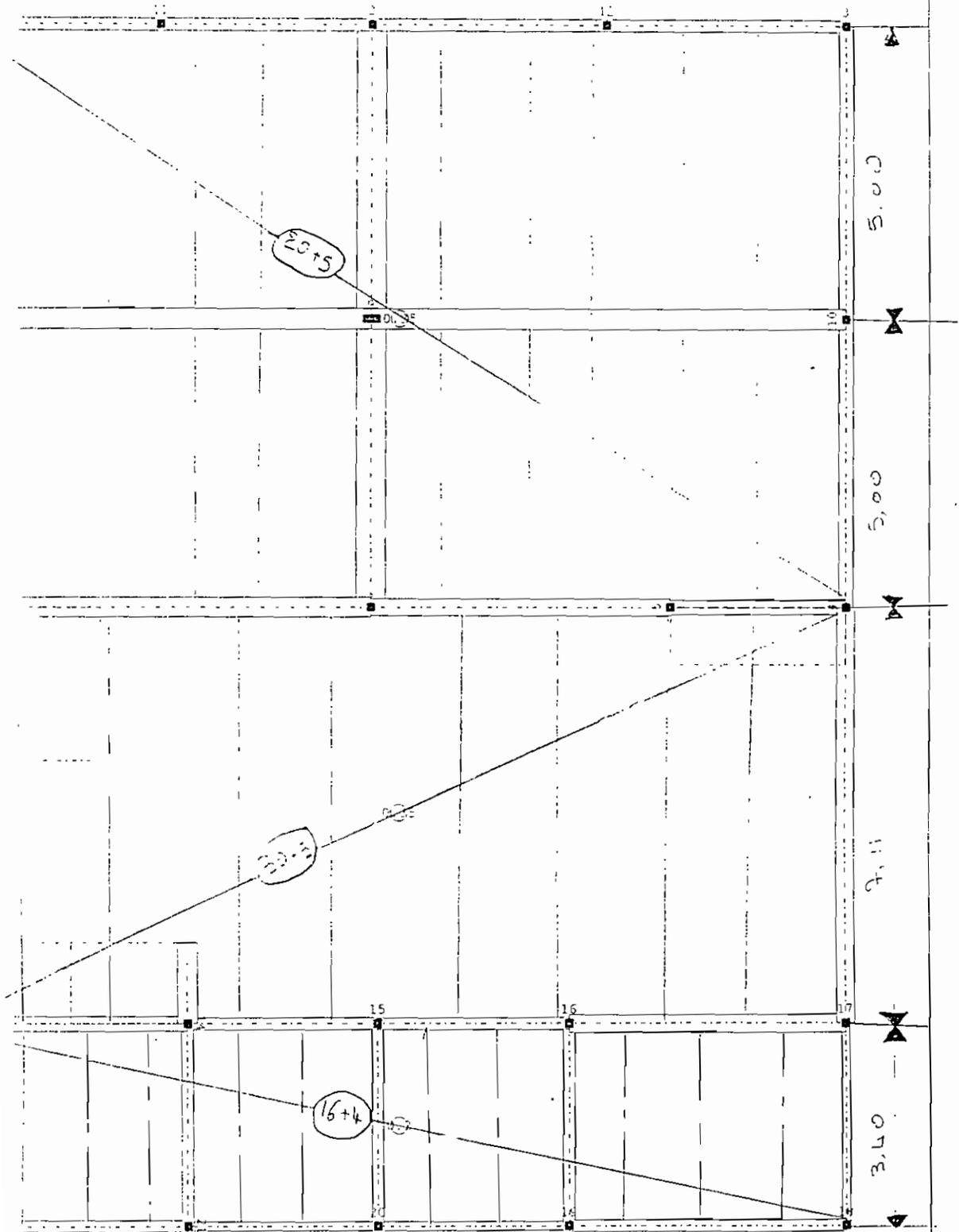
Tableau 2-20 - Chaleur massique de respiration  $q_{res}$  de différentes denrées (fruits et légumes)

Dénrée	$q_{res}$ en kJ/t · h		
	0 °C	10 °C	20 °C
Aoignons	54	293	572
Ail	68	220	475
Auberges	33	66	112
Ananas, murs	89	229	300
Asperges	206	516	1 117
Bananes		283	447
en phase de maturation		337	698
matures			
Echovias	108	345	525
Carottes			
avec fanes	101	168	412
sans fanes	164	318	1 000
Celeri	73	250	475

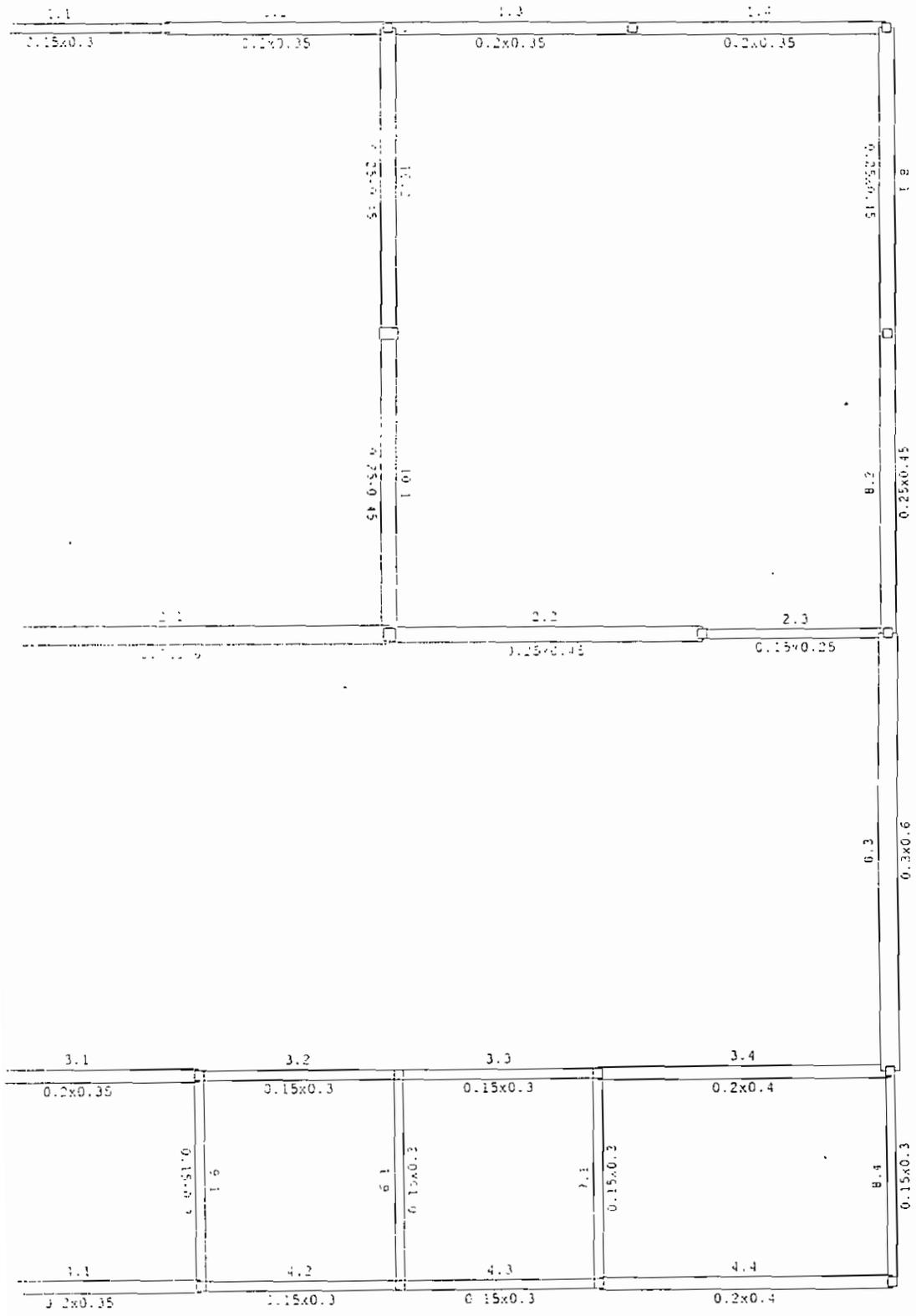
Tableau 2-20 (suite).

Dénrée	$q_{res}$ en kJ/t · h		
	0 °C	10 °C	20 °C
Citrons	28	103	175
Cornichons	84	192	555
Épinards	248	921	2 774
Fraises	134	506	865
Framboises	255	810	2 093
Grosettes			
noires	94	523	1 605
rouges	58	270	893
Grosettes à maquereau	59	181	921
Harcots			
verts	279	663	1 745
variété « Lima »	84	419	1 165
Mais, épis de	314	558	2 233
Melons	56	147	370
Mirabelles	63	310	656
Mûres	195	810	1 675
Noisettes	8	31	45
Noix	8	31	45
Oignons	250	712	2 195
Oranges	31	98	241
Pamplemousses	31	82	173
Paprika	100	310	429
Pêches	59	281	541
Petits pois	264	768	2 041
Poireaux d'hiver	153	935	1 902
Poires			
précoces	42	184	768
tardives	31	158	628
Poivre	131	344	463
Pommes			
précoces	53	175	356
tardives	31	89	206
Pommes de terre	75	91	143
Prunes	68	366	680
Quetsches	49	295	621
Radis	192	345	1 029
Railon, sans fanes	84	206	576
Raisin			
américain	30	119	243
européen	21	-	-
Rhubarbe	125	235	610
Salade, feuilles de	237	614	2 058
Tomates			
vertes	28	125	331
mûres	58	125	323

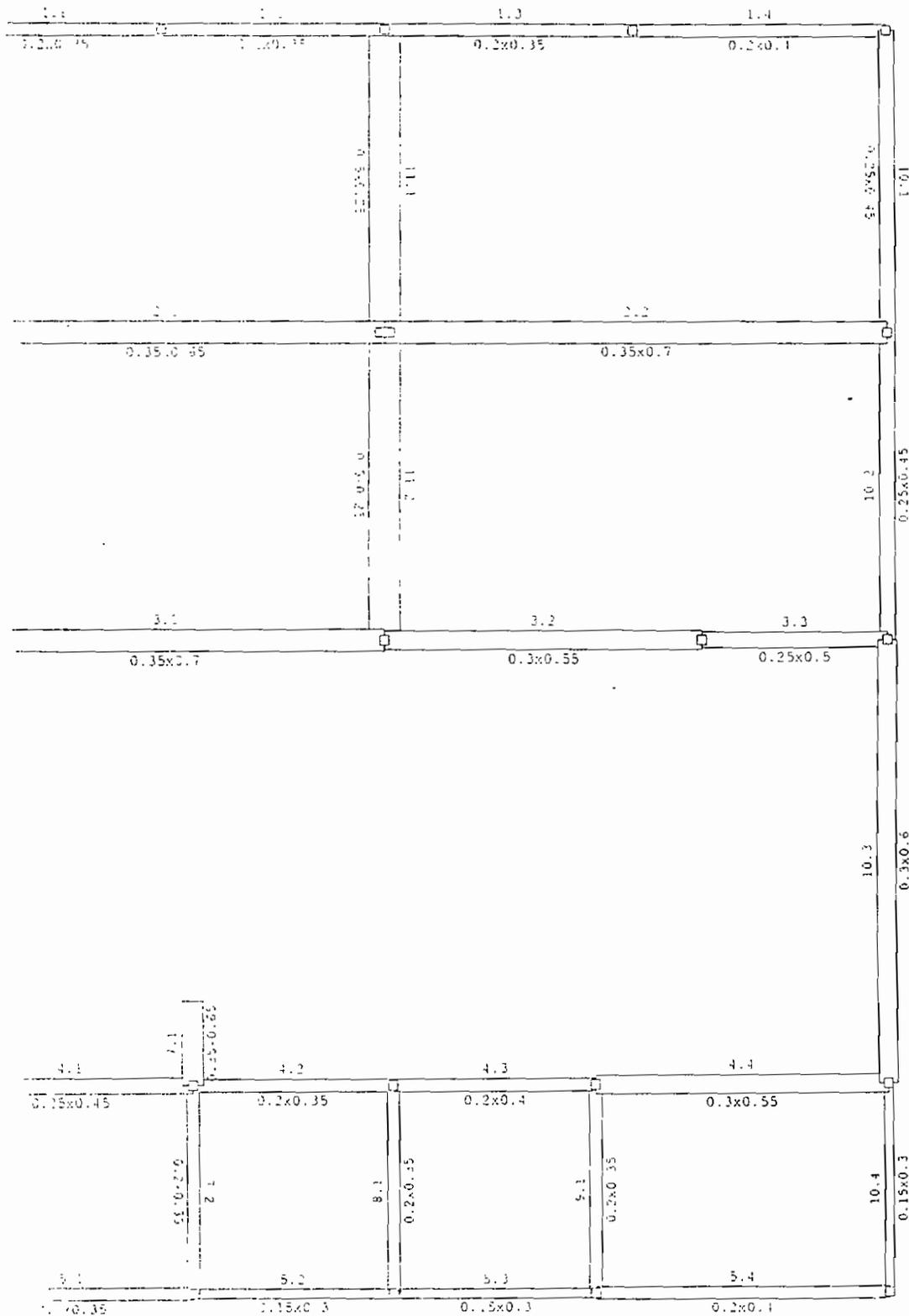




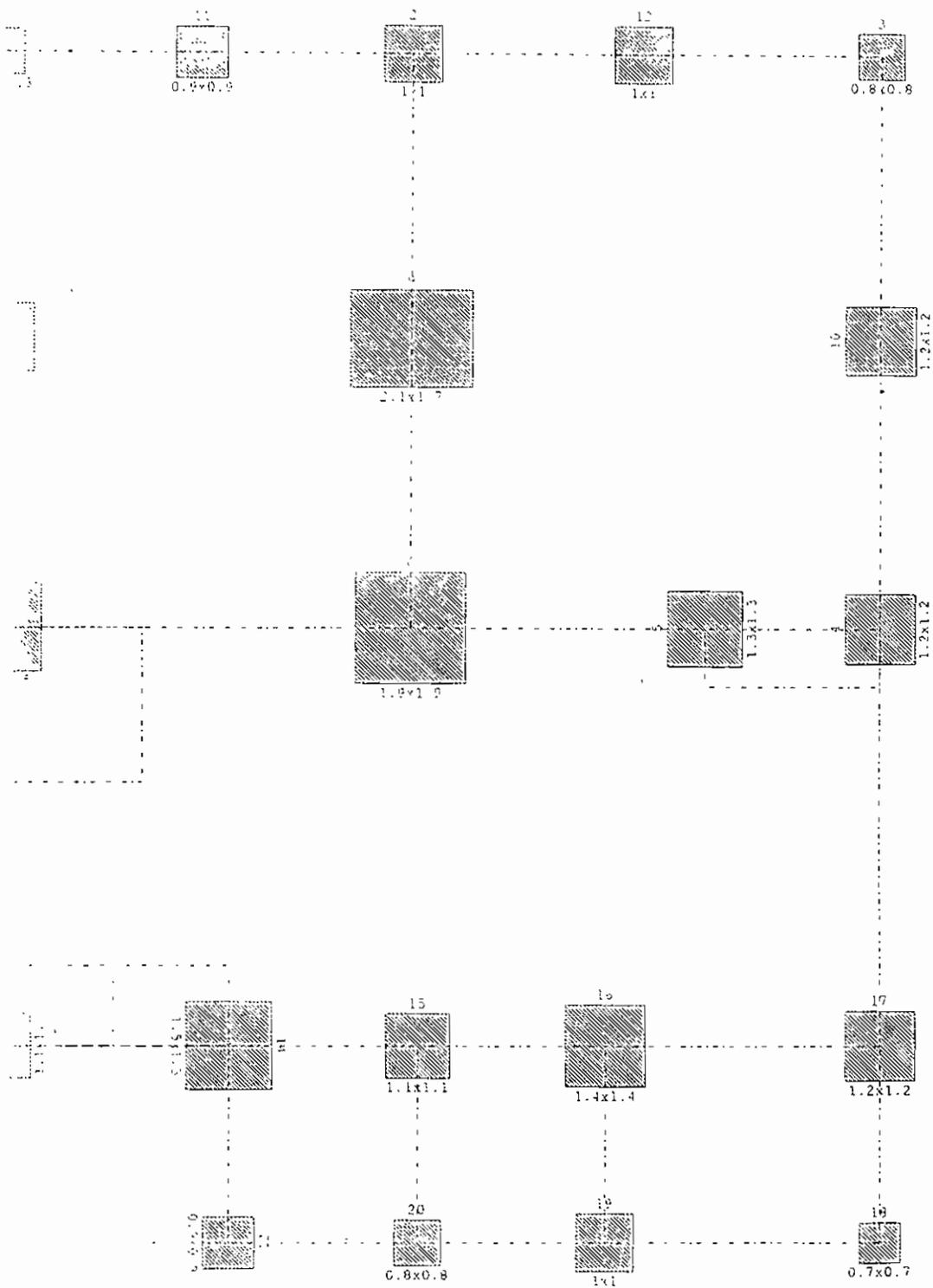
MSL ECHELLE 1:587



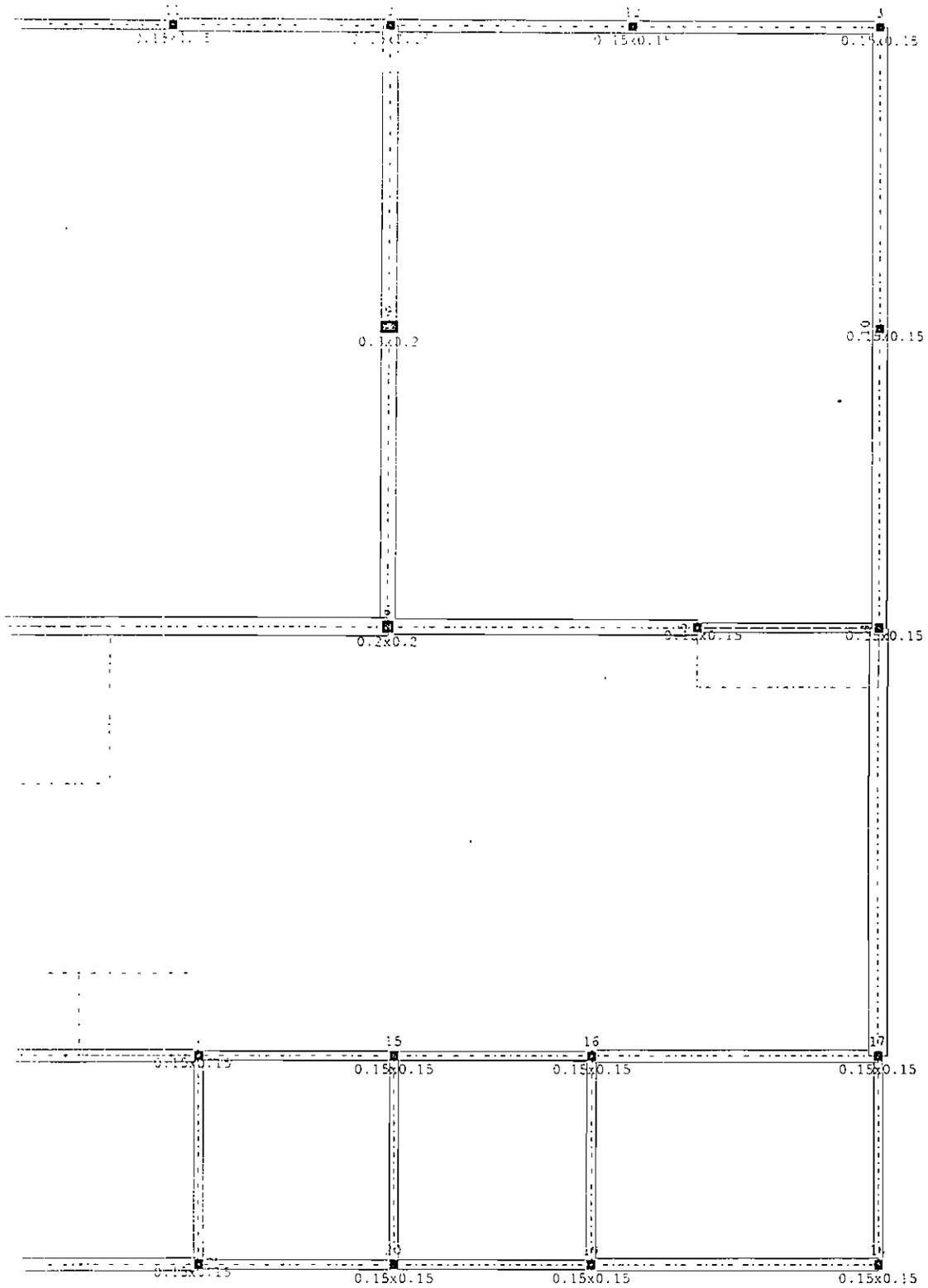
MSL	ETAGGE 1	ECHELLE 1:587
LONGRINES	ETAGGE 1	31.5.2000



POITRES MSL	ECHELLE 1:587
<del>LONGRINES</del> ETAGE 2	31.5.2000



MSL	ECHELLE 1:610
FONDACTIONS SEMELLE	31 5 2000



MSL	ECHELLE 1:587
AMORCES POTEAUX   ETAGE 1	31.5.2000