

G-111. 0320



**UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE
CENTRE DE THIES DEPARTEMENT GENIE ELECTROMECHANIQUE**



**PROJET DE FIN D'ETUDES
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION**

**CONCEPTION D'UN ENTREPOT FRIGORIFIQUE
FONCTIONNANT AVEC DE L'ENERGIE SOLAIRE
PHOTOVOLTAIQUE.**

AUTEUR : Mr PAPA TANDAKHA N'DIAYE

ENCADREUR : Mr MAMADOU SARR

COENCADREUR : Mr PAUL DEMBA

MEMBRE DU JURY : Mr FADEL KEBE

MEMBRE DU JURY : Mr VINCENT SAMBOU

2005/2006

DEDICACES

*A MA MERE ROUGUI BA,
A MON PERE FEU ASSANE N'DIAYE
A FEU MON FRERE ALIOUNE BADARA N'DIAYE
A MES FRERES ET SOEURS
A TOUS MES AMIS.*

REMERCIEMENTS

Après avoir rendu grâce à Dieu, l'éternel soutien et prié sur le sceau des prophètes Mohamed (PSL), je ne saurais au terme de ce travail m'empêcher d'adresser ma profonde gratitude à tous ceux qui de près ou de loin, directement ou indirectement, de façon active ou même passive ont apporté leurs contributions à l'aboutissement du présent PFE et à l'édification de ce que je deviens aujourd'hui.

Je remercie tout particulièrement :

- Monsieur **Mamadou SARR** (Professeur à l'ESP, mon directeur de projet),
- Monsieur **Paul DEMBA** (Professeur à l'ESP, codirecteur de projet),
- Monsieur **Fadel NIANG** (Professeur à l'ESP, membre du jury)
- Monsieur **Vincent SAMBOU** (Professeur à l'ESP, membre du jury)

pour leur encadrement, leur disponibilité, leurs conseils et leurs remarques pertinentes pour la pérennité de cet écrit.

Je remercie également :

Ma famille paternelle et maternelle.

Mon oncle Ibrahima N'DIAYE et sa famille.

Mon frère Balla N'DIAYE FALL et sa famille.

Toutes les familles qui ont voulu m'accueillir durant mon cursus scolaire et universitaire.

Mes frères, mes sœurs, mes amis, tout le personnel de l'ESP et du COUD.

Mention spéciale à mes camarades de promotion.

RESUME

Dans un contexte associant développement et technologie; on est amené à se rapprocher des populations les plus nécessiteuses. Mais aussi l'énergie faisant parfois défaut dans des contrées où son besoin se fait vraiment sentir, l'homme doit faire recours à sa créativité pour pallier à ce vide.

Ce projet intitulé « **Conception d'un entrepôt frigorifique fonctionnant avec de l'énergie solaire photovoltaïque** » est une contribution pour la promotion des énergies renouvelables, la lutte contre le sous-développement, l'exode rural et l'atténuation des déséquilibres sociaux de plus en plus menaçants.

En premier lieu, nous avons dimensionné l'entrepôt frigorifique après avoir énoncé les formules et les termes théoriques relatifs à l'énergie.

Ensuite, l'obtention des besoins en électricité, nous a permis de dimensionner les composantes du système solaire. Lors de ce dimensionnement un logiciel du nom de « *RETScreen International* » donné gratuitement par le gouvernement canadien a été utilisé.

Une étude financière serait, certes, souhaitable mais n'ayant pas les données escomptées, nous n'avons finalement pas pu le faire.

L'entrepôt frigorifique en question est implanté dans la zone de Diama ou environ. Diama est un village situé à 37 km de la ville de Saint-Louis, il abrite le barrage « antisel » de l'OMVS.

Les activités dominantes de la population sont la pêche, l'agriculture et le commerce. La proximité du barrage a fait que la zone est très riche en ressources halieutiques. Ainsi près de 75% des jeunes sont des pêcheurs et à cela vient s'ajouter l'implantation de familles pêcheurs habitant le Walo. De ce fait la pêche occupe une place prépondérante dans l'économie du village. Cependant l'obstacle crucial de l'activité est la conservation.

Force est de remarquer que la plupart des villages de la zone n'ont pas d'électricité. C'est ainsi que pour que toute la zone puisse tirer profit de cette étude, on a opté pour l'énergie solaire.

La pêche est une activité fluctuante ; il arrive des moments où la denrée qui est le poisson se fait très rare et des moments d'abondance. L'entrepôt frigorifique jouera deux rôles à savoir :

- ✓ En cas d'abondance, conserver le poisson jusqu'à la venue des voitures frigorifiques c'est-à-dire les clients.
- ✓ En cas de manque, conserver du poisson acheté à Saint-Louis pour une vente en quantité et qualité meilleures à la population de la zone.

TABLE DES MATIERES

	Page
Dédicaces	i
Remerciements	ii
Résumé	iii
Table des matières	iv
Listes des tableaux	x
Listes des figures	xii
Listes des abréviations	xiii
Avant propos	xiv
<u>Partie A</u> : Dimensionnement de l'entrepôt frigorifique	1
Introduction	2
<u>Chapitre I</u> : Généralités	3
1. Modes de production du froid et applications	3
2. La réfrigération	4
3. Quelques éléments de physique	4
3.1. La température	4
3.2. La chaleur	5
3.2.1. Chaleur sensible et chaleur latente	5
3.2.2. Quantité de chaleur	6
3.3. La puissance	6
3.4. La pression	6
3.5. Le changement d'état	7
3.5.1. Fusion et solidification	7
3.5.2. Vaporisation	8
3.5.3. Condensation	9
3.5.4. Sublimation	9
4. Les fluides frigorigènes	9
5. Organes principaux d'une machine frigorifique	11
6. Dégivrage des évaporateurs	13

Chapitre II : Rappels théoriques	14
1. Transmission de chaleur	14
1.1. Transmission de chaleur par conduction	14
1.1.1. Conduction à travers un mur homogène plan	14
1.1.2. Conduction à travers un mur composé plan	15
1.2. Transmission de chaleur par rayonnement	16
1.3. Transmission de chaleur par convection	17
2. Coefficient global de transmission thermique	17
2.1. Cas d'un mur plan homogène	17
2.2. Cas d'une paroi plane composée	18
3. Propriétés générales des gaz	18
3.1. Caractéristiques de l'air humide	18
3.1.1. Composition de l'air humide	19
3.1.2. Variétés d'air humide	19
3.2. Grandeurs caractéristiques de l'air humide	20
3.2.1. La température sèche	20
3.2.2. La température humide	20
3.2.3. La température de rosée	21
3.2.4. La teneur en vapeur d'eau	21
3.2.5. L'humidité relative	21
3.2.6. L'enthalpie massique	22
3.2.7. Le volume massique	22
3.2.8. La densité	22
Chapitre III : Dispositions constructives de l'entrepôt frigorifique	23
1. Les paramètres environnementaux	23
2. Les paramètres internes	24
3. Dimensions et choix des constituants des parois	24
3.1. Coefficient de conductivité	25
3.2. Détermination des épaisseurs des isolants	26
3.2.1. Relation entre l'épaisseur de l'isolant et la déperdition maximale K'	26
3.2.2. Conditions de température	27
3.2.3. Epaisseurs des isolants	28
4. Détermination des dimensions de l'entrepôt	30
Chapitre IV : Bilan frigorifique	32

1. Calcul des charges thermiques externes	33
1.1. Quantité de chaleur journalière par transmission à travers les parois (Q_{tr})	33
1.2. Quantité de chaleur journalière par renouvellement d'air (Q_{re})	33
1.3. Charges dues à l'ouverture des portes (Q_{op})	34
2. Calcul des charges thermiques internes	34
2.1. Charges thermiques internes indépendantes des produits entreposés	34
2.1.1. Charge thermique due à l'éclairage (Q_{ec})	34
2.1.2. Charge thermique due aux personnes (Q_{pe})	35
2.2. Charges dépendantes des produits entreposés	36
2.2.1. Charge due aux denrées entrantes (Q_{de})	36
2.2.2. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs	37
2.2.3. Charge thermique due aux résistances de dégivrage	39
3. Contrôle de la puissance frigorifique effective Q_0 de l'évaporateur	40
Chapitre V : Choix des équipements de l'installation frigorifique	41
1. Les évaporateurs	41
1.1. Evaporateurs à détente sèche	41
1.2. Evaporateurs noyés	41
1.3. Les évaporateurs à air à convection naturelle.....	42
1.4. Les évaporateurs à air à convection forcée	42
1.5. Dégivrage par résistances électriques	43
1.6. Choix de l'évaporateur	43
2. Les compresseurs et groupe de condensation	44
2.1. Les compresseurs hermétiques	44
2.2. Les compresseurs ouverts	44
2.3. Les compresseurs semi hermétiques ou semi ouverts	44
2.4. Notion de groupe de condensation	45
2.5. Choix du compresseur ou du groupe de condensation	45
3. Les condenseurs à air	47
3.1. Les condenseurs à air à convection naturelle	47
3.2. Les condenseurs à air à convection forcée	48
3.3. Choix du condenseur	48
4. Les détendeurs	48
4.1. Les tubes capillaires	49
4.2. Les détendeurs thermostatiques	49

4.2.1. Les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression interne	49
4.2.2. Les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression externe	51
4.2.3. Les détendeurs électroniques	52
4.3. Choix du détendeur thermostatique	52
Chapitre VI : Organes annexes d'une machine frigorifique	54
1. Le réservoir de liquide	54
2. La bouteille anti-coup de liquide	54
3. Le séparateur d'huile	55
4. Le filtre deshydrateur	55
5. Les voyants	56
6. Eliminateur de vibration	56
7. Electrovanne	57
8. Les purgeurs d'incondensables	57
Conclusion partielle	58
Partie B : Dimensionnement de l'installation solaire	59
Introduction	60
Chapitre I : Généralités sur le rayonnement solaire	61
1. La ressource solaire	61
2. Le spectre solaire	61
3. La constante solaire	62
4. La masse atmosphérique	62
5. Les diffusions moléculaire et par les aérosols	63
6. Les composantes au sol du rayonnement solaire	63
Chapitre II : Le système solaire photovoltaïque	64
1. Le champ photovoltaïque	65
1.1. La cellule	65
1.2. Le module	66
1.3. Le champ	66
2. Les batteries	67
3. Les régulateurs	67
4. Les diodes	68
5. Les onduleurs	68
Chapitre III : Méthode de dimensionnement du système solaire	69
1. Principes de calcul de l'énergie solaire	69

1.1. La déclinaison	69
1.2. Les angles de repérage du soleil	69
1.3. Rayonnement extraterrestre et indice de clarté	71
2. Calcul de l'ensoleillement sur un plan incliné	72
2.1. Calcul de l'ensoleillement horaire global et diffus	72
2.2. Calcul de l'ensoleillement horaire dans le plan du champ PV	74
2.3. Sommation	74
3. Modèle du champ PV	74
3.1. Calcul du rendement moyen	74
3.2. Autres corrections	75
4. Modèle en réseau	76
5. Modèle hors réseau	76
5.1. Aperçu général	76
5.2. Calcul de la charge électrique	77
5.2.1. Demande équivalente en courant continu (CC)	77
5.2.2. Types de charges	77
5.3. Méthode du potentiel d'utilisation	78
5.3.1. Moyenne mensuelle du potentiel quotidien d'utilisation	78
5.3.2. Paramètres de calcul	80
5.3.3. Répartition des quantités d'énergie	80
Chapitre IV : Dimensionnement du système photovoltaïque	82
1. Rayonnement et charge	82
1.1. Le rayonnement global direct	82
1.2. La charge	83
2. Calcul du rayonnement global solaire reçu par une surface inclinée sur le site	84
3. Le générateur photovoltaïque	84
3.1. Choix d'un module photovoltaïque	85
3.2. Estimation de la puissance réelle des modules	85
3.3. Approximation du nombre total de modules	86
3.4. Le nombre de modules en série	88
3.5. Le nombre de chaînes en parallèle	89
4. Dimensionnement des onduleurs	89
4.1. Choix des onduleurs pour la charge triphasée	90
4.2. Choix d'un onduleur pour le dégivrage et les moteurs des ventilateurs	91

3.5. Le nombre de chaînes en parallèle	89
4. Dimensionnement des onduleurs	89
4.1. Choix des onduleurs pour la charge triphasée	90
4.2. Choix d'un onduleur pour le dégivrage et les moteurs des ventilateurs	91
5. Dimensionnement du parc des batteries d'accumulateurs	91
5.1. Choix du type de batteries	91
5.2. Calcul du nombre de batteries nécessaires	91
Conclusion partielle.....	93
Partie C : Etude financière	94
Chapitre I : Calcul des coûts disponibles.....	95
1.1. Coûts d'investissement de l'installation frigorifique	95
1.1.1. Coût de l'évaporateur choisi (C_{ev})	95
1.1.2. Coût du groupe de condensation choisi (C_{gc})	95
1.2. Coûts d'investissement de l'installation solaire	95
1.2.1. Coût des modules choisis (C_{mod})	95
1.2.2. Coût des onduleurs (C_{ond})	96
1.2.3. Coût des batteries (C_{batt})	96
1.3. Total des coûts à notre disposition (C_{td})	96
Recommandations et perspectives	97
BIBLIOGRAPHIE	98
ANNEXES	100

Listes des tableaux

<u>Tableau 1</u> : Données météorologiques de Diama.....	23
<u>Tableau 2</u> – Conservation du poisson	xv
<u>Tableau 3</u> – Résistances thermiques superficielles $1/h_e$ et $1/h_i$ en $m^2.K/W$ des parois d'une chambre froide.....	xv
<u>Tableau 4</u> : Coefficients de conductibilité thermique de quelques isolants utilisés pour les murs des chambres froides.....	xvi
<u>Tableau 5</u> – Coefficient de transmission thermique K d'une paroi type sandwich composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux revêtements métalliques... ..	xvi
<u>Tableau 6</u> – Coefficient de transmission thermique K d'une porte isolante de chambre froide composée d'une âme en mousse rigide de polyuréthane et de deux revêtements métalliques.....	xvi
<u>Tableau 7</u> – Densité d'entreposage des poissons	xvii
<u>Tableau 8</u> – Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des marchandises.....	xvii
<u>Tableau 9</u> – Dimensions de la chambre froide	31
<u>Tableau 10</u> – Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne relativement à son activité dans une chambre froide.....	xviii

Tableau 11 : Nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambres froides.....xviii

Tableau 12 : Caractéristiques des évaporateurs cubiques FRIGA-BOHN de série MUC..... xix

Tableau 13 : Caractéristiques des compresseurs à pistons suivant les différentes associations moteur – compresseurs..... xx

Tableau 14 : Caractéristiques d'un groupe de condensation MAXI-CLIMA de FRIGA-BOHN.xxi

Tableau 15 : Le détendeur thermostatique choisi (EXO-004)xxii

Tableau 16 : Caractéristiques du module PV pour des technologies courantes.....xxiii

Tableau 17 : Caractéristiques de la charge électriquexxiii

Tableau 18 : Caractéristiques des modules PHOTOWATT choisixxiv

Tableau 19 : Caractéristiques de l'onduleur SOLARGIE choisixxv

Tableau 20 : Caractéristiques des batteries choisiesxxv

Tableau 21 : Évaluation de la ressource solaire et calcul de la charge RETScreenxxvi

Tableau 22 : Modèle énergétique RETScreenxxvii

Listes des figures

Figure 1.1 : Les différents changements d'état de la matière	7
Figure 1.2 : Schéma de base d'une machine frigorifique	11
Figure 2.1 : Conduction à travers un mur homogène plan	15
Figure 2.2 : Conduction à travers un mur composé plan	16
Figure 3.1 : Le diagramme de MOLLIER	xxviii
Figure 5.1 : Détendeur thermostatique à égalisation de pression interne	50
Figure 7.1 : Répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère	61
Figure 8.1 : Schéma d'un système solaire photovoltaïque.....	64
Figure 8.2 : Fonctionnement d'une cellule photovoltaïque	65
Figure 8.3 : Notions de cellule, de module et de panneau photovoltaïques	67
Figure 9.1 : Repérage de la position du soleil	70
Figure 10.1 : Caractéristiques et nombre de modules PW 6-230 selon RETScreen	88
Figure 10.2 : Couplage de 3 onduleurs pour l'obtention du courant triphasé	90

Listes des abréviations

- O.M.V.S. Organisation pour la Mise en Valeur du Fleuve Sénégal
- PV Photovoltaïque
- SR Sous refroidissement
- FF Fluide frigorigène

AVANT-PROPOS

L'Ecole Supérieure Polytechnique est un établissement qui regroupe, depuis la réforme de 1994, l'ex E.N.S.U.T., l'ex E.P.T., l'ex E.N.S.EP.T.

Elle est rattachée à l'Université Cheikh Anta Diop de Dakar et comporte deux centres : le centre de Dakar et le centre de Thiès.

L'ESP est constituée de cinq départements répartis dans les deux centres comme suit :

- Centre de Dakar :
 - Département du Génie Chimique ;
 - Département du Génie Civil (formation continue) ;
 - Département du Génie Electrique ;
 - Département du Génie Informatique ;
 - Département du Génie Mécanique (D.U.T.) ;

- Centre de Thiès :
 - Département du Génie Civil (D.U.T., D.I.C.) ;
 - Département du Génie Mécanique (D.I.C.).

L'ESP a pour vocation la formation de techniciens supérieurs (D.U.T.), d'ingénieurs technologues (D.I.T.) et d'ingénieurs de conception (D.I.C.) mais aussi la recherche à travers un troisième cycle. Les durées de formation sont de deux ans pour le D.U.T., de quatre ans en formation continue D.I.T. et de trois ans pour le D.I.C.

A la fin du cycle d'ingénieur de conception, l'élève ingénieur est appelé à mener un projet de fin d'études, dont celui-ci, sous la direction de ses professeurs et éventuellement des personnes extérieures. Ce projet lui permettrait de mettre en application les différentes connaissances théoriques et pratiques acquises lors de son cycle.

PARTIE A : DIMENSIONNEMENT DE L'ENTREPOT FRIGORIFIQUE

INTRODUCTION

Le froid trouve de nombreuses applications dans des domaines très variés parmi eux on peut citer : les industries agro-alimentaires, la médecine, la climatisation, la pétrochimie, etc. Cependant c'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante car il permet de limiter les gaspillages et de prolonger la durée de conservation des produits ; ce qui permet un élargissement des échanges.

Force est de constater que dans les pays chauds, une part non négligeable des denrées alimentaires disponibles se perd entre le moment de la production et celui de la consommation. Ainsi, dans le domaine alimentaire, l'objectif du froid est de maintenir la qualité originale des produits en limitant ou en supprimant les altérations liées au développement des microorganismes, altérations très rapides dans les pays chauds à cause des conditions climatiques (température, humidité relative) qui sont favorables à la prolifération des bactéries, levures et moisissures.

Chapitre I : Généralités

1. Modes de production du froid et applications

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

Parmi les différents modes de production du froid, on peut citer :

- ✓ la détente d'un gaz comprimé
- ✓ la dissolution de certains sels
- ✓ la vaporisation d'un liquide en circuit fermé

La détente d'un gaz comprimé repose sur le principe de l'abaissement de la température d'un fluide lors de sa détente.

La dissolution d'un sel dans l'eau provoque un abaissement de la température de la solution. Ce n'est pas un phénomène très utilisé dans l'industrie frigorifique à cause de la nécessité de vaporisation ultérieure de l'eau (récupération du sel).

Par exemple, le mélange de neige (4 parties) et de potasse (3 parties) fait baisser la température de la solution de 0°C à -40°C.

La vaporisation d'un liquide permet de produire du froid par l'absorption de la chaleur à travers un échangeur, la vapeur produite étant ultérieurement liquéfiée dans un autre échangeur, le fluide décrit ainsi un cycle au sein d'une machine fonctionnant de manière continue.

Les machines utilisant ce principe peuvent être regroupées en deux grandes familles que sont les machines à compression mécanique et les machines à absorption.

La production de froid pour les besoins domestiques, commerciaux et industriels nécessitent l'utilisation d'un dispositif capable d'extraire de la chaleur dans le milieu à refroidir pour la rejeter dans un milieu dit extérieur, ce dispositif qui obéit nécessairement au second principe de la thermodynamique est appelé « *machine frigorifique* ».

2. La réfrigération

La réfrigération consiste au maintien artificiel d'un produit en dessous de sa température ambiante à une température optimum pour sa conservation et ce au dessus de son point de congélation (température supérieure à la température de congélation commerciale ou température cryoscopique). Pratiquement la température minimale en réfrigération est de 0°C.

La durée de conservation est toujours limitée, elle est fonction de la nature du produit et de la température à laquelle elle est conservée.

La réfrigération freine les phénomènes vitaux des tissus vivants, tels que ceux des fruits et légumes et des tissus morts (viandes, poissons) en ralentissant les métabolismes biochimiques.

Elle va ralentir considérablement l'évolution microbienne et les conséquences de celle-ci (putréfaction, toxines, ...).

Pour les produits morts tels que les viandes et les poissons, la durée pratique de conservation est d'une à quatre semaines à une température de 0°C (température assurant la conservation la plus prolongée en réfrigération) quelque soit le produit. Pour éviter le développement de bactéries pathogènes, la température doit rester inférieure à 4°C.

3. Quelques éléments de physique

3.1. La température

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

Conversion entre les différentes unités de températures

$$^{\circ}C = \frac{5}{9} * (^{\circ}F - 32) \qquad ^{\circ}F = \frac{9}{5}^{\circ}C + 32 \qquad K = ^{\circ}C + 273,15$$

La liquéfaction par compression d'un gaz ou d'une vapeur n'est plus possible au-delà d'une température limite, quelle que soit la pression exercée sur le gaz ou la vapeur : cette température limite a reçu le nom de *température critique*.

Exemple : R13 :28,8°C ; R23 :25,9°C ; CO₂ :31°C ; R502 :82,2°C ; R22 :96°C ;
R134a :100,6°C ; R12 :112°C ; R152a :113,5°C

3.2. La chaleur

La chaleur est une forme d'énergie qui va d'un point chaud vers un point froid. C'est la sensation perçue par nos organes de sens lorsque nous sommes placés devant un corps incandescent par exemple.

L'unité légale de chaleur est le Joule (J) mais la *kcal* (kilocalorie) est également utilisée.

Une *kcal* est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à 1 kg d'eau pour augmenter sa température de 1°C.

Conversion d'unités

1 kcal = 4,185 kJ = -1 Fg (*Frigorie*)

1 BTU = 1,053 kJ, 1 thermie (*Th*) = 1000 kcal

B.T.U = British Thermal Unit

3.2.1. Chaleur sensible et chaleur latente

Un corps (ou une substance) peut recevoir ou fournir de la chaleur sous deux formes différentes.

➤ **Sous forme sensible**

L'absorption de chaleur sous cette forme se manifeste par une élévation de la température du corps récepteur ; si le corps a, au contraire, fourni de la chaleur sa température s'abaisse.

Absorption ou fourniture de chaleur ne provoquent pas de modification d'état physique du corps, et la variation de température est fonction de la quantité de chaleur échangée et d'une caractéristique physique propre à chaque corps : sa *chaleur massique*.

➤ **Sous forme latente**

L'absorption de chaleur par un corps sous cette forme ou la fourniture de chaleur par ce corps se caractérise par une constance de la température du corps et par son changement d'état physique.

3.2.2. Quantité de chaleur

La quantité de chaleur à fournir ou à soustraire à un corps est proportionnelle à :

- la masse du corps,
- la variation de température qu'il a subi,
- sa chaleur massique.

D'où la formule générale donnant la quantité de chaleur échangée :

$$Q = C * m * \Delta\theta \quad (1.1)$$

3.3. La puissance

La puissance est le rapport de l'énergie fournie ou absorbée sur l'unité de temps. L'unité légale est le Watt (W).

Conversion d'unités

$$1 \text{ kW} = 860 \text{ kcal/h} \quad 1 \text{ kcal/h} = 1,163 \text{ W} \quad 1 \text{ CV} = 736 \text{ W}$$

3.4. La pression

L'unité légale de la pression est le Pascal (Pa) qui est égal à la pression uniforme exercée par une force de 1 N (Newton) sur une surface de 1 m². L'unité de pression couramment utilisée par les frigoristes est le Bar.

Conversion d'unités

$$1 \text{ Bar} = 10^5 \text{ Pa} = 1,02 \text{ kg/m}^2 = 0,986 \text{ atm} = 750 \text{ mmHg} = 10,2 \text{ mCE} = 14,54 \text{ PSI}$$

PSI : Pound per Square Inch (Livre par Pouce carré)

3.5. Le changement d'état

La maîtrise de deux états de la matière que sont la phase liquide et la phase vapeur est primordiale en froid.

Le changement d'état se définit comme la phase de transformation d'une phase vers une autre phase.

La figure 1.1 donne les différents changements d'état possibles de la matière

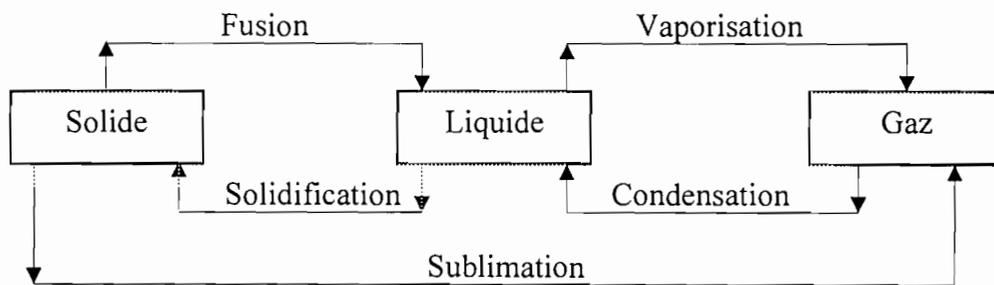


Figure 1.1 : Les différents changements d'état de la matière

3.5.1. Fusion et solidification

La fusion est le passage d'un corps de l'état solide à l'état liquide sous l'action de la chaleur.

La solidification est la transformation inverse, par refroidissement.

Lois de la fusion et de la solidification

1. Sous une même pression la température de fusion et la température de solidification d'un corps sont identiques.

$$\theta_f = \theta_s$$

C'est une caractéristique physique du corps.

2. Sous une même pression, cette température reste constante tout le temps du changement d'état et pendant le changement d'état, il y'a variation de volume.

3.5.2. Vaporisation

C'est le passage d'un corps de l'état liquide à l'état gazeux. Elle peut se faire par évaporation ou par ébullition.

➤ Evaporation

C'est la formation de vapeur à la surface libre d'un liquide. Elle est d'autant plus rapide que :

- la température est élevée,
- la surface libre du liquide est grande,
- l'atmosphère est sèche et renouvelée,
- la pression est basse,
- la tension de la vapeur saturante du liquide est élevée.

➤ Ebullition

C'est la vaporisation rapide d'un liquide avec formation de bulles de vapeur en son sein.

• Lois de l'ébullition

1. Sous une même pression, un liquide commence toujours à bouillir à la même température.
2. Pendant toute la durée de l'ébullition, la température reste constante si la pression elle-même reste constante.
3. La tension de vapeur saturante de la vapeur émise est égale à la pression supportée par le liquide.

- **Point normal d'ébullition**

C'est la température d'ébullition sous la pression atmosphérique normale.

Exemple : Eau : 100°C ; R12 :-30°C ; NH₃ :-33,5°C ; R22 :-40,8°C .

Si l'on veut abaisser la température d'ébullition, il faut abaisser la pression supportée par le liquide en ébullition. Inversement, si l'on veut élever la température d'ébullition, il faut augmenter cette pression.

3.5.3. Condensation

C'est le passage de l'état gazeux à l'état liquide. On obtient la condensation de la vapeur par deux moyens :

1. Par compression jusqu'à la pression correspondant à la tension de vapeur saturante du fluide à la température considérée.
2. Par refroidissement jusqu'à la température correspondant à la tension de vapeur saturante du fluide considéré.

3.5.4. Sublimation

C'est le passage de l'état solide à l'état gazeux, sans passer par l'état liquide. Cette propriété n'appartient qu'à certains corps. Ce phénomène se produit à pression constante à une température bien déterminée.

Exemples : la neige carbonique, l'iode, le camphre, la glace.

4. Les fluides frigorigènes

Le fluide frigorigène permet les échanges de chaleur dans un système frigorifique par ses changements d'état que sont l'évaporation et la condensation.

Il peut se définir comme une substance chimique dont la température d'évaporation à la pression atmosphérique est inférieure à la température ambiante, autrement dit le fluide frigorigène doit être liquide à cette ambiance. Par température ambiante, il faut comprendre l'ambiance ou le milieu à refroidir.

Il est important pour un fluide frigorigène d'avoir une température d'évaporation peu élevée pour que le changement d'état soit réalisable. Le changement d'état s'effectue à température et pression constantes et c'est durant cette phase que la quantité de chaleur absorbée ou rejetée est la plus importante.

Le fluide frigorigène étant un medium qui sert à évacuer de la chaleur possède des caractéristiques physiques, thermodynamiques et chimiques.

Il doit posséder les propriétés requises d'un bon fluide frigorigène que sont :

- ne pas détruire la couche d'ozone
- avoir un faible potentiel d'effet de serre
- avoir une grande chaleur latente de vaporisation
- avoir un point d'ébullition sous la pression atmosphérique suffisamment bas compte tenu des conditions de fonctionnement désirées (de sorte que la température d'évaporation soit toujours à un niveau plus élevé que la température correspondant à la pression atmosphérique)
- avoir une température critique élevée (de sorte que la température de condensation dans les conditions d'utilisation soit bien inférieure à cette température critique)
- avoir un faible rapport de compression, c'est à dire faible rapport entre les pressions de refoulement et d'aspiration
- avoir un faible volume massique de la vapeur saturée rendant possible l'utilisation d'un compresseur et de tuyauteries de dimensions réduites
- ne pas avoir d'action sur le lubrifiant (huile) employé conjointement
- être non toxique et sans effet sur la santé du personnel
- être non inflammable et non explosif en mélange avec l'air,
- être non corrosif, pas d'action sur les métaux constituant le circuit, pas d'action sur les joints
- sans odeur ou n'ayant qu'une odeur non désagréable
- sans action sur les denrées à conserver
- être d'un coût peu élevé et d'un approvisionnement facile
- fuites faciles à détecter et à localiser par méthode visuelle

Il faut bien comprendre qu'aucun des fluides utilisés ne possède l'ensemble de ces qualités. Donc en fonction des applications, certaines de ces qualités seront à privilégier au détriment des autres.

5. Organes principaux d'une machine frigorifique

Nous avons opté pour le système solaire photovoltaïque. La machine frigorifique la plus adéquate pour ce système et la machine à compression, elle est composée de 4 organes principaux que sont :

- le compresseur
- le condenseur
- le détendeur
- l'évaporateur

Le fluide frigorigène décrit un cycle fermé en quatre phases à travers le circuit constitué des organes principaux :

- la compression du fluide gazeux
- la condensation du fluide gazeux
- la détente du fluide liquide
- la vaporisation du fluide liquide (production du froid)

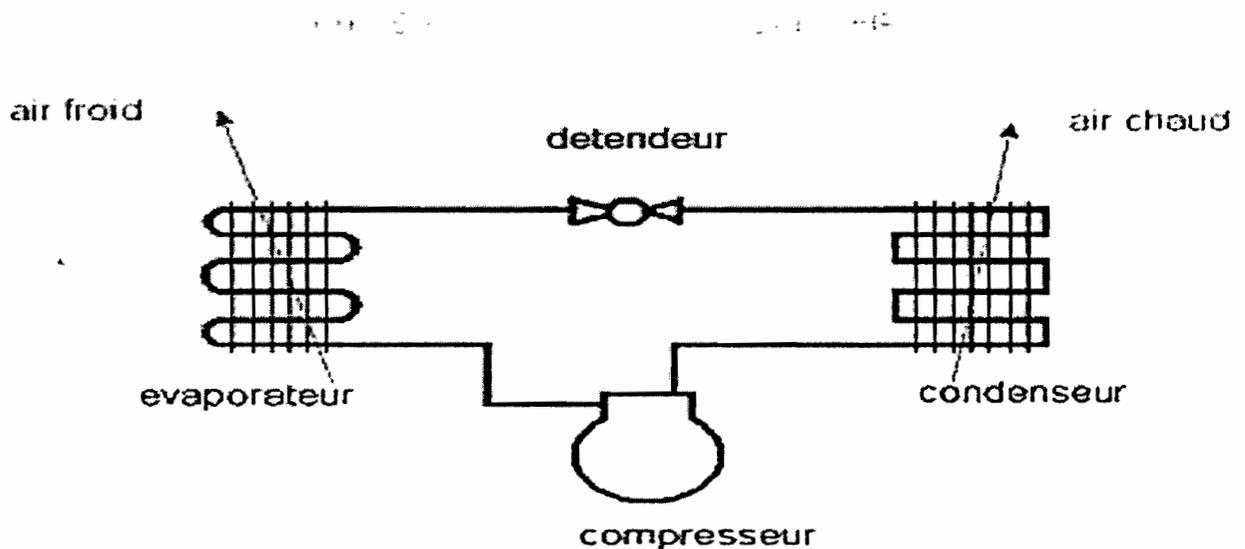


Figure 1.2 : Schéma de base d'une machine frigorifique.

Le compresseur aspire le fluide frigorigène gazeux (à bas niveau de température et de pression) issu de l'évaporateur, le comprime à un niveau plus haut de température et de pression puis le refoule vers le condenseur.

Le condenseur est un échangeur de chaleur qui va permettre l'évacuation de la chaleur contenue dans le fluide frigorigène gazeux issu du compresseur en le liquéfiant. Cette condensation (liquéfaction) est obtenue par le refroidissement du fluide frigorigène gazeux à pression constante par un médium qui peut être de l'eau ou de l'air.

Cette évacuation de chaleur s'effectue en trois étapes :

- la désurchauffe des vapeurs de fluide frigorigène (évacuation par chaleur sensible)
- la condensation des vapeurs (évacuation par chaleur latente – étape principale)
- le sous refroidissement du fluide frigorigène liquide (évacuation par chaleur sensible)

Le détendeur permet de réduire la pression du fluide frigorigène liquide (création de pertes de charge) issu du condenseur avant son introduction dans l'évaporateur dans le but de permettre sa vaporisation à basse température dans l'évaporateur.

Il régule aussi la quantité de fluide frigorigène liquide arrivant à l'évaporateur en fonction des besoins de "froid".

L'évaporateur est un échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène liquide à bas niveau de température et de pression va absorber la chaleur du milieu à refroidir (air ou eau) à pression constante devenant ainsi gazeux.

Cette absorption de chaleur s'effectue en deux étapes :

- l'évaporation du fluide frigorigène liquide (aspiration de chaleur latente)
- la surchauffe des vapeurs issues de l'évaporation du fluide frigorigène liquide (aspiration de chaleur sensible)

Ce fluide frigorigène gazeux est à nouveau absorbé par le compresseur et le cycle reprend.

6. Dégivrage des évaporateurs

Lorsque la température superficielle de la section d'échange (tubes à ailettes) des évaporateurs est inférieure ou égale à 0°C , il y'a formation de givre qui va entraîner une diminution importantes des échanges thermiques d'où la nécessité des opérations de dégivrage.

Il existe plusieurs techniques de dégivrage :

- dégivrage par circulation d'air ambiant
- dégivrage à l'eau
- dégivrage à la saumure
- dégivrage par résistances électriques
- dégivrage par gaz chauds

Chapitre II : Rappels théoriques

1. Transmission de chaleur

Lorsque deux corps sont en présence, la chaleur va toujours du corps chaud au corps froid, l'échange de chaleur ne cessant que lorsque les deux corps sont à la même température.

La chaleur peut se transmettre d'un corps à un autre par 3 modes de transmission différents à savoir par conduction, par rayonnement et par convection.

1.1. Transmission de chaleur par conduction

La transmission de chaleur par conduction a lieu dans un seul et même corps lorsque ses parties présentent des températures différentes, ou d'un corps à un autre si ses deux corps ayant des températures différentes sont en contact.

Il y'a des corps bon conducteur de chaleur , par exemple : le cuivre, l'argent, l'aluminium etc., et des corps mauvais conducteur de chaleur appelés *calorifuges* ou *isolants* tels que le bois, le liège, le polystyrène, le polyuréthane, etc.

La capacité de conduction de la chaleur est supposée constante pour chaque matériau en froid. Elle est représentée par un coefficient « λ », appelé *coefficient de conductivité thermique*.

1.1.1. Conduction à travers un mur homogène plan

La loi de FOURIER pour la conduction à travers un mur plan homogène d'épaisseur « e » (en régime permanent), en admettant « λ » indépendant de la température, s'énonce comme suit :

$$\varphi = -\lambda * \frac{d\theta}{dx} \quad (2.1)$$

λ : Coefficient de conductivité thermique du matériau $W.m^{-1}C^{-1}$ ou $W.m^{-1}.K^{-1}$

φ : Flux thermique unitaire en W/m^2

$\frac{d\theta}{dx}$: Gradient de température à travers le mur, voir figure 2.1.

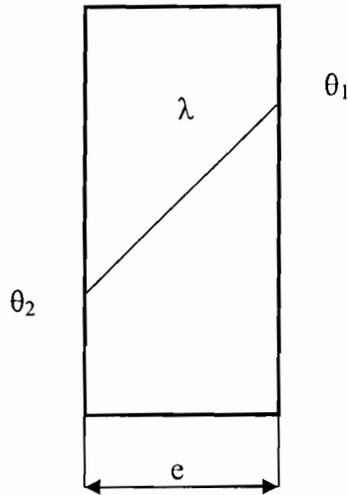


Figure 2.1 : Conduction à travers un mur homogène plan

Ainsi par intégration on a :

$$\phi = \frac{\lambda}{e} * A * \Delta\theta \quad (2.2)$$

ϕ : Flux de chaleur ou puissance en W

e : Épaisseur du mur en mm

A : Surface du mur en m^2

$\Delta\theta$: Différence de température entre les deux faces du mur en $^{\circ}C$ ou en K

1.1.2. Conduction à travers un mur composé plan

Pour un mur composé, la relation s'écrit comme suit :

$$\phi = \frac{A * \Delta\theta}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \dots} = \frac{A * (\theta_1 - \theta_2)}{\sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i}} \quad (2.3)$$

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots$ Coefficients de conductivité thermique des différents matériaux

e_1, e_2, e_3, \dots Épaisseurs des différents matériaux

$\Delta\theta = (\theta_1 - \theta_2)$ Différence de température entre les deux faces extrêmes du mur

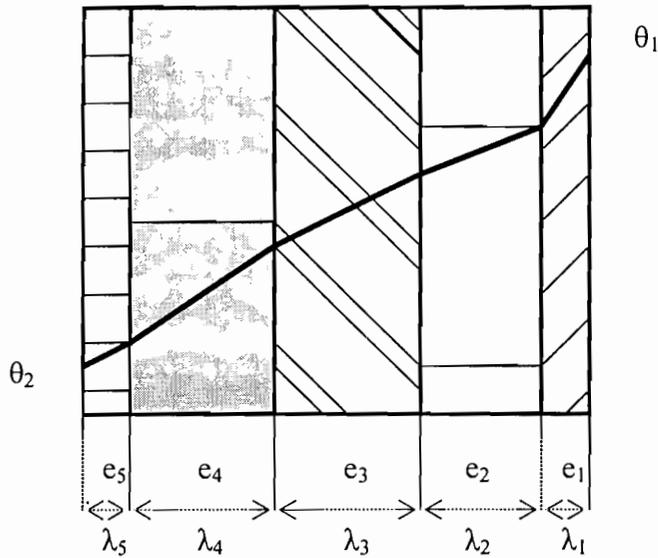


Figure 2.2 : Conduction à travers un mur composé plan

1.2. Transmission de chaleur par rayonnement

Les rayons calorifiques se propagent en ligne droite dans l'espace, et émis par un corps à température élevée ils sont absorbés partiellement par les corps plus froids qui forment écran à leur propagation, la partie non absorbée est réfléchiée d'une façon identique à la réflexion des rayons lumineux par un miroir.

Comme la conduction, la puissance thermique échangée par rayonnement dépend d'un coefficient. Il est appelé *coefficient de rayonnement* et est noté « h_r ». Il dépend des températures des surfaces, de leur propriété émettrice et de la configuration du système.

La puissance thermique échangée par rayonnement s'énonce comme suit :

$$\phi = h_r * A * \Delta\theta \quad (2.4)$$

h_r : Coefficient de rayonnement thermique $W.m^{-2}.K^{-1}$ ou $W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$

A : Surface d'échange en m^2

1.3. Transmission de chaleur par convection

Ce mode de transmission est propre aux liquides et aux gaz. Le medium (liquide ou gaz) entre en mouvement par différence de densité, les parties chaudes étant plus légères et véhiculant la chaleur.

Comme pour les autres modes de transmission de chaleur, ce mode a un coefficient connu sous le nom de *coefficient de convection*. Il est noté par « h_c ».

La puissance thermique échangée par convection s'énonce comme suit :

$$\phi = h_c * A * \Delta\theta \quad (2.5)$$

h_c : Coefficient de convection thermique $W.m^{-2}.K^{-1}$ ou $W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$

2. Coefficient global de transmission thermique

Ce coefficient est noté K , elle a pour unité $W.m^{-2}.K^{-1}$ ou $W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$. Elle englobe tous les coefficients cités précédemment.

Etant donné que dans la réalité, les trois modes de transmission agissent ensemble, ce coefficient permet de calculer la quantité chaleur échangée dans sa globalité.

2.1 Cas d'un mur plan homogène

Dans ce cas :

$$\phi = \frac{(\theta_1 - \theta_2)}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{et} \quad \phi = K * A * \Delta\theta$$

Pour les calculs pratiques, convection et rayonnement sont généralement groupés en un coefficient de transmission de surface h , interne (h_i) ou externe (h_e).

Le coefficient global K est défini comme :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{soit} \quad \frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} \quad (2.6)$$

2.2. Cas d'une paroi plane composée

On a la relation suivante :

$$\varphi = \frac{(\theta_1 - \theta_2)}{\frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{soit} \quad \phi = \frac{(\theta_1 - \theta_2) * A}{\frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$$

Dans ce cas le coefficient K est défini de la façon suivante :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e} \quad \text{ou} \quad K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (2.7)$$

3. Propriétés générales des gaz

Les gaz sont élastiques, c'est-à-dire expansibles et compressibles. Ils transmettent intégralement et dans tous les sens les pressions qu'on leur fait subir.

D'après la loi de MARIOTTE, à température constante le volume occupé par une masse gazeuse est inversement proportionnel à la pression qu'elle supporte.

L'état d'un gaz n'est pas seulement déterminé par sa température mais aussi par deux autres paramètres qui sont sa pression et son volume. Ces trois paramètres que sont la température (T), le volume (V) et la pression (P) constituent ce qu'on appelle des variables d'état.

3.1. Caractéristiques de l'air humide

3.1.1. Composition de l'air humide

L'air atmosphérique est constitué :

1. d'un mélange de nombreux gaz parmi lesquels on distingue :

- l'azote $N_2 = 78\%$ en volume du mélange
- l'oxygène $O_2 = 21\%$
- le gaz carbonique $CO_2 = 0,03\%$
- les gaz rares = $0,97\%$

Ce mélange de gaz a une composition à peu près constante autour de la planète.

2. de vapeur d'eau facilement condensable et dont la proportion est largement variable
3. d'impuretés

La vapeur d'eau a une importance considérable en froid et climatisation. En réalité l'air sec n'existe pas dans la nature ; l'air contient toujours une certaine quantité de vapeur d'eau, mais pour les calculs de ventilation et de climatisation, on se réfère souvent au kg ou m³ d'air sec.

L'air humide est caractérisé par un mélange composé d'air sec et de vapeur d'eau.

Chacun des constituants d'air humide est caractérisé par sa pression partielle dans le mélange, de sorte que l'on peut écrire, si p est la pression totale de l'air humide :

$$p = p_a + p_v$$

p_a : Pression partielle de l'air sec

p_v : Pression partielle de la vapeur d'eau

3.1.2. Variétés de l'air humide

A une pression et une température constante, il correspond une infinité de variétés d'air humide, définies chacune par sa teneur en vapeur d'eau. Toutes les variétés d'air humide susceptibles d'être rencontrées se situent entre deux variétés extrêmes : l'air sec c'est-à-dire totalement

exempt de vapeur d'eau, et l'air saturé, qui renferme la quantité maximale de vapeur d'eau qu'il lui est possible de contenir dans les conditions de pression et de température où il se trouve.

Dans un air humide non saturé, la vapeur d'eau en mélange avec l'air sec se trouve à l'état surchauffé ; dans l'air saturé (de vapeur d'eau) elle est à l'état de vapeur saturante.

Dans l'air saturé la pression partielle de la vapeur d'eau est égale à la pression maximale de la vapeur saturante à la température considérée.

3.2. Grandeurs caractéristiques de l'air humide

Les grandeurs caractéristiques de l'air humide sont :

- La température sèche $\theta^{\circ}C$
- La température humide $\theta h^{\circ}C$
- La température de rosée ou point de rosée $\theta r^{\circ}C$
- La teneur en vapeur d'eau ω en $kg/kg.as$
- L'humidité relative φ en %
- L'enthalpie massique h en kJ/kg
- Le volume massique v en m^3/kg
- La masse volumique ρ en kg/m^3

3.2.1. La température

C'est la température repérée et lue sur un thermomètre ordinaire agité dans l'air, à l'ombre et à l'abri de tout rayonnement thermique. On l'appelle aussi température usuelle ou température de bulbe sec.

3.2.2 La température humide

C'est la température qu'indiquerait un thermomètre ordinaire dont le bulbe serait recouvert de gaze saturée d'eau placée dans un flux d'air suffisamment rapide pour amener sans cesse de l'air frais sur cette mèche de gaze. Dans ces conditions l'air au voisinage de la gaze est amené à saturation par un apport d'eau suivant une évolution adiabatique – au niveau de la gaze et de l'air environnant les échanges de chaleur ont lieu uniquement entre l'eau et l'air.

3.2.3. La température de rosée

La température de rosée est la température à laquelle l'air humide refroidi lentement à la même pression arrive à saturation. A cette température, un refroidissement de l'air, aussi faible soit-il provoque l'apparition de brouillard qui se dépose sous forme de rosée sur les objets environnants.

3.2.4. La teneur en vapeur d'eau

On appelle humidité absolue ou teneur en vapeur d'eau, le rapport de la masse de vapeur d'eau à la masse d'air sec contenu dans un même volume quelconque d'air humide. Ainsi :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.8)$$

m_v : masse de vapeur d'eau dans l'air humide considéré

m_a : masse d'air sec dans l'air humide considéré

ω indique la masse en kilogrammes de vapeur d'eau par kg d'air sec.

3.2.5 L'humidité relative

L'humidité relative ou degré hygrométrique φ est le pourcentage de la quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air par rapport à la quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air saturé à la même température.

Donc φ est donné par le rapport :

$$\varphi = \frac{m_v}{m_{vs}} \quad (2.9)$$

m_{vs} : masse de vapeur d'eau dans l'air humide saturé

Mais comme le rapport de masse d'un gaz est égal au rapport de pression, le degré hygrométrique peut se déterminer par la relation :

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{vs}} \quad (2.10)$$

p_{vs} : pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air saturé.

3.2.6. L'enthalpie massique

L'enthalpie massique est la chaleur totale dans l'unité d'air humide à $\theta^{\circ}C$. Elle est égale à la somme des chaleurs h_{as} des kilogrammes d'air sec et h_v de la masse m_v de vapeur d'eau pour un air ne contenant de l'eau que sous forme de vapeur.

Connaissant $\theta^{\circ}C$ et φ , on peut déduire h par l'intermédiaire du diagramme de MOLLIER voir **annexe B**.

3.2.7. Le volume massique

C'est l'inverse de la masse volumique qui est égale à la somme des masses m_v de la vapeur d'eau et m_a de l'air contenu dans $1 m^3$ d'air humide.

3.2.8. La densité

C'est le rapport de la masse volumique d'un corps à celle d'un autre corps pris comme corps de référence. Pour les solides et les liquides, le corps de référence est l'eau. Pour les corps gazeux le corps de référence est l'air.

La masse volumique de l'air varie en fonction de la température par la relation :

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \frac{\theta}{273}} \quad (2.11)$$

avec $\rho_0 = 1,293 \text{ kg/m}^3$ et $\theta^{\circ}C$

Chapitre III : Dispositions constructives de l'entrepôt frigorifique

Le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique dépend en grande partie des paramètres externes ou environnementaux et des paramètres internes.

1. Les paramètres environnementaux

Les paramètres environnementaux dépendent de la géographie c'est-à-dire de la latitude et de la longitude du lieu considéré.

La zone d'implantation du projet en l'occurrence Diama est située à 16,217 de latitude nord et 16,400 de longitude Ouest.

Les données concernant cette zone sont présentées dans le tableau ci-dessous.

AVERAGE TEMPERATURE (°C)													
Lat.	Jan.	Feb.	Mar.	Apr.	May.	Jun.	Jul.	Aug.	Sept.	Oct.	Nov.	Dec.	Annual average
16,217													
Long.													
16,400													
10-year average	20.1	22.0	27.7	31.8	34.2	33.7	31.3	30.4	31.2	29.3	26.1	22.4	28.4
AVERAGE ATMOSPHERIC PRESSURE (kPa)													
													97.0
AVERAGE RELATIVE HUMIDITY (%)													
	27	22	18	16	20	23	44	46	34	26	24	27	27
AVERAGE DAILY RADIATION ON HORIZONTAL SURFACE (kWh/m ² /day)													
	5.33	6.14	6.70	7.45	7.54	7.73	7.19	6.78	6.65	6.23	5.47	4.76	

Tableau 1 : Données météorologiques de Diama [1]

La température maximale moyenne annuelle est de 34,2 °C donc pour le dimensionnement on adoptera $\theta_e = 35^\circ\text{C}$.

Le degré hygrométrique maximal est de 46 % selon le tableau 1, pour les calculs nous prenons $\phi_e = 50\%$.

La connaissance de θ_e et de φ_e nous permet de lire sur le *diagramme de Mollier (annexe B)* l'enthalpie massique. Ainsi on a $h_e = 82 \text{ kJ/kg}$.

2. Les paramètres internes

La chambre froide aura pour but de conserver une masse de 2 tonnes de poisson par jour. Le produit sera entreposé dans des caisses et la hauteur de gerbage sera de 1,5 m. La durée d'entreposage sera de 22 heures. La manutention sera manuelle. L'entrepôt sera à construire et la salle des machines sera à l'écart.

Les denrées seront introduites avec une température correspondant à la température ambiante. La température de consigne sera de 0°C , concernant le degré hygrométrique $\varphi_i = 90\%$ (voir tableau 2 annexes des tableaux).

D'après le diagramme de Mollier, à $\theta_i = 0^\circ\text{C}$ et $\varphi_i = 90\%$ $h_i = 7,5 \text{ kJ/kg}$

3. Dimensions et choix des constituants des parois

Les parois frigorifiques sont constituées d'isolants. La loi de Fourier, définissant la transmission de chaleur à travers une paroi, s'applique bien entendu au cas particulier de l'isolation frigorifique.

La chaleur se transmet entre deux milieux de températures différentes, en quantité variable, mais jamais nulles.

Comme précitée ci dessus cette transmission s'effectue de trois façons à savoir par conduction, rayonnement et convection.

L'influence globale de la convection et du rayonnement, dans le cas d'une paroi isolée, est assez faible par rapport à celle de la conduction.

Isoler une paroi consiste donc essentiellement à réduire dans de très grandes proportions la transmission par conduction en interposant une couche isolante.

De l'ensemble des 3 facteurs de transmission, résulte le « flux thermique » entre les deux milieux.

Ce flux thermique est constant, pour un $\Delta\theta$ constant, et les quantités de chaleur transmises du milieu interne à la paroi, à travers la paroi, de la paroi au milieu externe sont les mêmes.

Le flux thermique n'est jamais nul entre des milieux de températures différentes. L'isolation, quelle que soit son épaisseur, a pour effet de l'affaiblir dans une très grande mesure, mais non de l'arrêter complètement.

L'inverse des coefficients de transmission de surface interne et externe appelé résistances thermiques superficielles nous est donnée par le **tableau 3 (annexe A)**. Celles internes dépendent du type de ventilation et les résistances thermiques superficielles externes dépendent de l'ambiance extérieure en contact avec la chambre froide.

3.1. Coefficient de conductivité

Le pouvoir isolant d'un matériau est défini par son coefficient de conductivité λ . Sa valeur varie considérablement suivant les matériaux. Cependant la valeur à retenir est celle « pratique » obtenue en majorant le λ théorique donné par le fabricant pour tenir compte :

- du manque d'homogénéité de certains isolants ;
- des tolérances et erreurs de mesure sur échantillons ;
- du vieillissement et d'une légère humidification ;
- des joints et imperfection de pose ;
- des ponts thermiques inévitables : fixations (même semi isolantes, bâtis de portes, etc. .)

Suivant les matériaux, la dimension des panneaux, les conditions de mise en œuvre, la majoration appliquée sur λ théorique pour obtenir le coefficient pratique, moyen d'une isolation posée, peut être de 10 à 20 pour cent.

Le **tableau 4 (annexe A)** nous donne les coefficients de conductibilité thermique de quelques isolants utilisés pour les murs des chambres froides.

Il existe un isolant préfabriqué connu sous le nom de « *isolant de type sandwich composée d'une âme en mousse polyuréthane et de deux revêtements métalliques* ».

Pour uniformiser la constitution des parois de notre chambre froide et faciliter ainsi sa construction ; on a pris pour toutes les parois, la porte et les planchers cet isolant préfabriqué. L'âme de cet isolant étant en mousse de polyuréthane, il a pour coefficient de conductivité :

$$\lambda_{isol} = 0,024 \quad \text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$\lambda_{isolp} = 0,029 \quad \text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

λ_{isolp} représente le coefficient de conductivité majorée de 20%

3.2. Détermination des épaisseurs des isolants

Le choix d'un ou de plusieurs matériaux isolants étant fait, plusieurs facteurs entrent en ligne de compte pour déterminer la ou les épaisseurs convenables. Tous ces facteurs sont liés d'une façon ou d'une autre aux ambiances extérieure et intérieure. Cependant le facteur dominant est la déperdition.

En général, les épaisseurs sont calculées en fonction d'une déperdition maximum admise sous forme d'un flux thermique surfacique ou d'un coefficient de transmission thermique imposé K' . L'importance relative de cette déperdition dans le bilan frigorifique dépend du genre d'installation.

Pour un avant projet, on peut fixer un flux thermique surfacique identique pour toutes les parois et de valeur comprise entre 6 et 12 W/m^2 . Elle est fixée à 8 W/m^2 pour les chambres froides positives.

$$K' = 8 \text{ W/m}^2 \quad [3]$$

3.2.1 Relation entre l'épaisseur de l'isolant et la déperdition maximale K'

La chaleur à travers une paroi s'exprime par :

$$Q = K * S * \Delta\theta \quad \text{ou}$$

$$Q = K' . S \quad \text{ainsi}$$

$$K' = K * \Delta\theta$$

En négligeant les coefficients de transmission de surface et en considérant l'isolant seulement on a :

$$K = \frac{\lambda_{isolp}}{E} \quad \text{donc} \quad K' = \frac{\lambda_{isolp} * \Delta\theta}{E} \quad \text{et} \quad E = \frac{\lambda_{isolp} * \Delta\theta}{K'} \quad (3.1)$$

E = épaisseur de l'isolant à utiliser

3.2.2. Conditions de température

Elles sont caractérisées par le terme $\Delta\theta$. Les épaisseurs sont calculées par un $\Delta\theta$ maximum compte tenu des températures extérieures les plus élevées, même si elles ne doivent exister que quelques jours par an. Comme susmentionné :

$$\theta_e = 35^\circ C$$

$$\theta_i = 0^\circ C$$

Pour plus de clarté, nous utilisons des indices pour le plancher haut, le plancher bas et les parois verticales. C'est ainsi que « l » désigne le plancher bas, « a » le plancher haut et « v » les parois verticales.

On tient compte comme suit des températures extérieures :

➤ Plancher bas (Sol)

L'installation est directement placée sur le sol. La température du sol supposée constante est égale à $18^\circ C$. Pour des soucis de sécurité nous prenons $\theta_l = 20^\circ C$. Ainsi on a :

$$\Delta\theta_l = \theta_l - \theta_i = 20^\circ C$$

➤ Plancher haut (Plafond)

Notre plancher haut sera installé sous un faux plafond ainsi l'isolation ne sera pas exposée directement à l'insolation. Dans ce cas la température à retenir est celle de l'air, majorée de $5^\circ C$ environ selon que la toiture et ou non isolée thermiquement, que la ventilation naturelle ou accélérée du comble est plus ou moins bien assurée.

La température de l'air ambiante majorée de $5^\circ C$ nous donne $\theta_a = 40^\circ C$. De ce fait :

$$\Delta\theta_a = \theta_a - \theta_i = 40^\circ C$$

➤ Murs ou parois verticales

On doit faire la différence entre ceux exposés au soleil, sud et ouest, et les autres pour tenir compte par une majoration de 5 à 10°C sur la température ambiante de l'insolation pendant quelques heures par jour.

A partir de $\Delta\theta$ différents, on calcule donc des épaisseurs différentes selon l'exposition.

Par souci d'uniformisation, de faciliter l'assemblage des panneaux et leurs approvisionnements on adopte une épaisseur unique pour toutes les parois verticales. Pour ce faire, on arrondit (au-dessus) les épaisseurs calculées, en fonction des épaisseurs courantes des panneaux.

Majorée d'une température de 5°C par rapport à la température ambiante, la température d'une paroi ensoleillée serait de $\theta_v = 40^\circ\text{C}$.

Ainsi on a :

$$\Delta\theta_v = \theta_v - \theta_i = 40^\circ\text{C}$$

3.2.3. Epaisseurs des isolants

Ayant les coefficients de conductivité thermique et différences de température, un premier calcul des épaisseurs s'impose.

➤ Epaisseur du dallage :

$$El = \frac{\lambda_{isolp} * \Delta\theta_l}{K'}$$

$$El = \frac{0,029 * 20}{8} = 72 \text{ mm}$$

➤ Epaisseur du plancher haut :

$$Ea = \frac{\lambda_{isolp} * \Delta\theta_a}{K'}$$

$$Ea = \frac{0,029 * 40}{8} = 144 \text{ mm}$$

➤ **Épaisseur des murs :**

$$E_v = \frac{\lambda_{isolp} * \Delta\theta_v}{K'}$$

$$E_v = \frac{0,029 * 40}{8} = 144mm$$

Le choix de des épaisseurs de ces parois se faisant sur la base du coefficient de transmission thermique, calculons ce dernier. Pour ce faire nous utilisons les épaisseurs obtenues ci-dessus. Après les calculs le choix des épaisseurs des parois se fera avec le **tableau 5** et pour la porte on utilisera le **tableau 6** voir **annexe A**.

-

✓ **Coefficient de transmission thermique des murs**

$$K = \frac{1}{0,06 + \frac{0,144}{0,029} + 0,03} = 0,196 \text{ W/m}^2.K$$

D'après le **tableau 5**, on a :

$$E_v = 100 \text{ mm}$$

$$K_v = 0,19 \text{ W/m}^2.K$$

La porte étant sur l'une des parois verticales, elle a donc d'après les calculs pour coefficient de transmission thermique $K = 0,196 \text{ W/m}^2.K$. Ceci nous conduit à une **porte** ayant une **épaisseur** de **100 mm** voir **tableau 6**.

✓ **Coefficient de transmission thermique du plancher haut**

La partie supérieure de l'entrepôt étant muni d'un « faux plafond » on a :

$$\frac{1}{he} = 0,12 \text{ m}^2.K/W$$

$$K = \frac{1}{0,06 + \frac{0,144}{0,032} + 0,12} = 0,193 \quad \text{W/m}^2.\text{K}$$

Donc d'après le *tableau 5*, les caractéristiques du plafond haut sont :

$$E_a = 100 \text{ mm}$$

$$K_a = 0,19 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

✓ Coefficient de transmission thermique du plancher bas

La partie inférieure de l'entrepôt étant en contact avec le sol on a :

$$\frac{1}{he} = 0,12 \text{ m}^2.\text{K/W}$$

$$K = \frac{1}{0,06 + \frac{0,072}{0,032} + 0,12} = 0,373 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Ainsi on a :

$$El = 75 \text{ mm}$$

$$Kl = 0,26 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

4. Détermination des dimensions de l'entrepôt

Les dimensions de la chambre dépendent de la masse des denrées à entreposer, des passages et des espacements à respecter entre les caisses palettes etc.

A partir de la masse des denrées ou contenance, il nous est possible de déterminer l'air de la chambre froide par la formule :

$$M = A * Hg * de * \eta_0 \quad (3.2)$$

$$A = \frac{M}{H_g * d_e * \eta_0} \quad (3.3)$$

Les **tableaux 7 et 8 (annexe A)** nous permet d'avoir d_e et η_0 .

$$M = 2000 \text{ kg}$$

$$H_g = \text{Hauteur de gerbage} = 1,5 \text{ m}$$

$$d_e = 350 \text{ kg/m}^3 \text{ voir } \textit{tableau 6} \text{ ci-dessus.}$$

$$\eta_0 = 0,7 \text{ référence } \textit{tableau 7} \text{ ci-dessus.}$$

$$A = \frac{2000}{1,5 * 350 * 0,7} = 5,44 \text{ m}^2$$

Nous prenons $A = 5,5 \text{ m}^2$. Connaissant l'aire de la chambre froide, nous fixons la longueur et la largeur pourra se calculer. Concernant la hauteur elle doit être supérieure à la hauteur de gerbage.

Le **tableau** ci-dessous nous donne les dimensions internes et externes de la chambre froide en mètres.

	Dimensions intérieures (m)	Dimensions extérieures (m)
Longueur L	2,50	2,70
Largeur l	2,20	2,40
Hauteur h	2,10	2,27
$S1 = L * h$	5,25	6,14
$S2 = l * h$	4,62	5,46
$A = L * l$	5,50	6,48
$V = L * l * h$	11,55	14,74

Tableau 9 – Dimensions de la chambre froide

Chapitre IV : Bilan frigorifique

Avant toute opération d'investissement dans une enceinte de conservation, il est indispensable d'établir un bilan frigorifique.

Etablir un bilan frigorifique, c'est faire l'inventaire des quantités de chaleur à extraire de l'intérieur d'une chambre froide, pour maintenir constante la température à cœur des produits ou bien quantifier les charges thermiques à vaincre pour maintenir la température voulue.

Les charges thermiques se répartissent en deux grandes catégories à savoir les charges externes et les charges internes.

➤ **Les charges externes**

Elles comprennent :

- Les charges dues aux apports de chaleur par transmission à travers l'enveloppe de la chambre froide (parois verticales, plancher bas, plancher haut) ;
- Les charges dues au renouvellement d'air ;
- Les charges dues à l'ouverture des portes ;

➤ **Les charges internes**

Elles se subdivisent elles-mêmes en deux sous-catégories :

- ✓ Les charges dépendantes des produits entreposés qui comprennent
 - Les charges dues aux produits entrants ;
 - Les charges dues à la chaleur dégagée par le moteur de chaque ventilateur d'évaporation ;
 - Les charges dues au dégagement de chaleur des résistances des évaporateurs mises sous tension en période de dégivrage.

- ✓ Les charges indépendantes des produits entreposés qui comprennent :
 - Les charges dues à l'éclairage
 - Les charges dues au personnel

1. Calcul des charges thermiques externes

1.1. Quantité de chaleur journalière par transmission à travers les parois (Q_{tr})

On procède à ce calcul paroi par paroi, c'est-à-dire, d'abord les quatre parois verticales puis le plancher haut (toiture) et enfin le plancher bas.

Les charges thermiques par transmission à travers les parois ont pour valeur :

$$Q_{tr} = \frac{\sum K * A * \Delta\theta}{1000} \quad (4.1)$$

$$Q_{tr} = \frac{[2 * K_v * (S_1 + S_2) * \Delta\theta_v + (K_a * \Delta\theta_a + K_l * \Delta\theta_l) * A]}{1000}$$

$$Q_{tr} = \frac{[2 * 0,19 * (5,25 + 4,62) + (0,26 * 20 + 0,19 * 40) * 5,5]}{1000}$$

$$Q_{tr} = 0,22 \quad \text{kW}$$

1.2. Quantité de chaleur journalière par renouvellement d'air (Q_{re})

Il s'agit de la chaleur provenant des entrées d'air par infiltration et par ouverture de la porte. En général dans les chambres froides, il est prévu de renouveler plus ou moins l'air ambiant, c'est-à-dire de remplacer une partie de l'air de la chambre froide par l'air extérieur dont la température est supérieure à celle de l'air de la chambre froide. Cette quantité d'air neuf admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide et constitue donc une charge thermique qui a pour expression :

$$Q_{re} = \frac{V * (h_e - h_i) * \rho_e * n}{86400} \quad (4.2)$$

- $h_e - h_i$ = différence d'enthalpie entre l'ambiance dans la chambre froide et l'ambiance extérieure (kJ/kg),
- ρ_e = densité de l'air intérieur de la chambre froide
- n = nombre de renouvellements de l'air sur 24 h.

- 86400 = nombre de secondes dans une journée

Pour le nombre de renouvellements de l'air sur 24 h on utilise la formule suivante :

$$n = \frac{70}{\sqrt{V}} \quad , \text{ pour les chambres positives} \quad (4.3)$$

$$n = \frac{85}{\sqrt{V}} \quad , \text{ pour les chambres négatives} \quad (4.4)$$

La température intérieure étant égale à 0°C, nous avons une chambre froide positive, donc :

$$n = \frac{70}{\sqrt{11,55}} \quad n = 21 \quad \text{d}^{-1}$$

$$Q_{re} = \frac{11,55 * (82 - 7,5) * 1,293 * 25}{86400}$$

$$Q_{re} = 0,265 \text{ kW}$$

1.3. Charges dues à l'ouverture des portes (Q_{op})

Ces charges sont négligées dans le cas de petites chambres froides ne comportant qu'une seule porte car elles sont prises en compte dans le calcul des charges dues au renouvellement d'air. Par conséquent, étant donné que notre chambre froide est munie d'une seule porte alors ces charges sont négligeables dans notre cas.

2. Calcul des charges thermiques internes

2.1. Charges thermiques internes indépendantes des produits entreposés

2.1.1. Charge thermique due à l'éclairage (Q_{ec})

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

L'éclairage nominal habituellement prévu oscille entre 125 et 250 lux ce qui fait que l'on peut adopter une charge thermique d'environ **10 W/m²** au sol.

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

$$Q_{ec} = \frac{P * \tau * S}{1000} \quad (4.5)$$

- \dot{P} = Charge thermique au sol = 10 W/m²
- τ = durée de la présence humaine dans la chambre froide (h), on le prend égale à 4 occupations de 15 minutes maximum soit 1 heure /jour.
- S = surface intérieure de la chambre froide (m²).

$$S = 2(S_1 + S_2 + A) \quad S = 2 * (5,25 + 4,62 + 5,5) \quad S = 30,74 \text{ m}^2$$

$$Q_{ec} = \frac{10 * 1 * 30,74}{24 * 1000}$$

$$Q_{ec} = 0,01281 \text{ kW}$$

2.1.2. Charge thermique due aux personnes (Q_{pe})

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

$$Q_{pe} = \frac{q * \tau * n}{1000} \quad (4.6)$$

- τ = durée de la présence humaine dans la chambre froide (h), $\tau = 1 \text{ h/j}$
- n = nombre de personnes dans la chambre froide.

Le nombre de personnes dans la chambre froide s'élève à 3. Les deux (2) manutentionnant les caisses et l'une d'elle faisant office de contrôleur. Donc 2 d'entre eux feront un travail moyen et l'un un travail léger.

- q = chaleur dégagée par personne et par heure.

Le métabolisme d'une personne en activité dans une chambre froide est lié à la température intérieure de celle-ci.

Pour le choix de q voir le tableau 10 en annexe A.

$$\circ \quad \theta_i = 0^\circ\text{C},$$

pour une personne faisant un travail moyen $q = 273 \text{ W}$

pour une personne faisant un travail léger $q = 233 \text{ W}$

$$Q_{pe} = \frac{233 * 1 + 2 * 273 * 1}{24 * 1000}$$

$$Q_{pe} = 0,03246 \text{ kW}$$

2.2. Charges dépendantes des produits entreposés

2.2.1. Charge due aux denrées entrantes (Qde)

Cette charge résulte de ce que les produits introduits dans la chambre froide se trouvent presque toujours à une température supérieure à la température de la chambre froide et qu'ils dégagent donc une certaine quantité de chaleur aussi longtemps que leur température n'est pas tombée à la température d'entreposage.

La charge due aux produits entrants pour abaisser leur température jusqu'à celle d'entreposage est donnée par la formule dans le cas de réfrigération :

$$Q_{de} = \frac{m * C_p * (\theta_e - \theta_i)}{86400} \quad (4.7)$$

- m = masse de denrées introduite chaque jour ; $m = 2000 \text{ kg/d}$
- C_p = capacité thermique massique avant congélation du produit en kJ/kg.K , pour le poisson elle est égale à $3,5 \text{ kJ/kg.K}$.

$$Q_{de} = \frac{2000 * 3,5 * 35}{86400}$$

$$Q_{de} = 2,83565 \text{ kW}$$

➤ Puissance frigorifique intermédiaire

La puissance frigorifique intermédiaire est la somme des différentes charges unitaires précédemment calculées. Elle est la puissance intermédiaire que l'évaporateur devra assurer afin de couvrir la charge intermédiaire Q_{int} .

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{de} \quad (4.8)$$

$$Q_{int} = 0,22 + 0,265 + 0,01281 + 0,03246 + 2,83565$$

$$Q_{int} = 3,3665 \text{ kW}$$

Si l'on désigne par t_{inst} la durée de fonctionnement de l'installation frigorifique en heure par jour (h/d), la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur sera alors :

$$Q_{0,int} = \frac{24 * Q_{int}}{t_{inst}} \quad (4.9)$$

Remarquons que ce coefficient est aussi indicatif du nombre d'heure de fonctionnement quotidien du groupe compresseur : avec une base de temps de 24 h, le nombre d'heures de fonctionnement quotidien du groupe compresseur est d'environ 16 h pour une chambre froide positive et de 20 h pour une chambre froide négative.

Le coefficient de majoration permet donc à la machine de s'arrêter de temps en temps; ce qui est indispensable, notamment pour le dégivrage.

$$Q_{0,int} = \frac{24 * 3,3665}{16}$$

$$Q_{0,int} = 5,05 \text{ kW}$$

2.2.2. Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs

➤ Détermination du nombre et du type d'évaporateur à prévoir

Dans les chambres froides modernes, on utilise toujours des évaporateurs équipés d'un ou plusieurs ventilateurs ce qui permet un brassage et une circulation efficaces 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.

Le calcul de la charge due aux moteurs des ventilateurs nécessite donc de connaître le nombre et le type d'évaporateurs prévus. Or, ces informations 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 du type d'évaporateurs à prévoir, cette détermination faisant l'objet d'une vérification ultérieure, une fois la charge thermique totale effective connue. Cette détermination provisoire tient également compte de la charge thermique résultant du dégivrage.

La détermination provisoire du nombre et du type d'évaporateurs à prévoir se fait à partir du calcul provisoire de la puissance frigorifique prévisionnelle $Q_{0,prev}$ laquelle s'obtient en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire.

$$Q_{0,prev} = 1,2 * Q_{0,int} \quad (4.10)$$

$$Q_{0,prev} = 1,2 * 5,05$$

$$Q_{0,prev} = 6,06 \quad \text{kW}$$

Le choix de l'évaporateur dépend entre autres de la puissance frigorifique prévisionnelle et de la température intérieure de la chambre froide. D'après le catalogue *DELMO*, nous avons vu que la marque qui nous convenait le mieux est *FRIGA-BOHN*. Elle fabrique des évaporateurs ayant les propriétés suivantes :

- température entrée de l'air = 0°C
- température évaporation = -8°C
- DT1 : 8°C

Selon la valeur de $Q_{0,prev}$ nous avons choisi un évaporateur cubique de série *MUC* présentant les caractéristiques suivantes :

Modèle	P.f. (W)	R404A	Débit d'air m ³ /h	Ventilation	
				Proj. d'air (m)	Nbre et Φ
<i>MUC620R</i>	<i>7170</i>		<i>3694</i>	12	3*300

D'après le diamètre $\Phi = 300$ mm, nous avons un évaporateur 220V/Mono/50Hz :145 W-0,65A.

➤ Calcul de la charge

La charge due aux moteurs est donnée par la formule :

$$Q_{vent} = \frac{n * P * \tau_{evap}}{\tau_{inst}} \quad (4.11)$$

n = nombre de moteurs de ventilateurs = 3

P = Puissance de ventilateur considéré = 145 W

τ_{evap} = durée de fonctionnement des évaporateurs = 16 h/d

$$Q_{vent} = \frac{3 * 0,145 * 16}{16}$$

$$Q_{vent} = 0,435 \text{ kW}$$

2.2.3. Charge thermique due aux résistances de dégivrage

Il existe différents systèmes de dégivrage d'un évaporateur mais dans notre cas on a un kit de dégivrage électrique ayant les caractéristiques suivantes :

$P_{elec} = 1860$ W avec une tension de 230 V.

La charge due aux résistances électriques est alors :

$$Q_{deg} = \frac{n * P * \tau_{deg}}{\tau_{inst}} \quad (4.12)$$

n = nombre de résistances électriques = 1

P = Puissance calorifique de chaque résistance d'un type donnée = 1,86 kW

τ_{deg} = durée journalière de dégivrage en h/d (cf. tableau 11 annexe A) = 3*20 min/d

$$Q_{deg} = \frac{1 * 1,86 * 1}{16}$$

$$Q_{deg} = 0,11625 \text{ kW}$$

3. Contrôle de la puissance frigorifique effective Q_0 de l'évaporateur

Précédemment, nous avons trouvé une puissance frigorifique intermédiaire. Si l'on ajoute à cette valeur :

- La charge due au moteur des ventilateurs
- La charge due à la résistance de dégivrage

On obtient alors la puissance effective de l'évaporateur à savoir :

$$Q_{0,eff} = Q_{0,int} + Q_{vent} + Q_{deg} \quad (4.13)$$

$$Q_{0,eff} = 5,601 \text{ kW}$$

Pour la sélection des évaporateurs, des coefficients de sécurité allant de 20 à 50% peuvent être adopter. Ainsi, pour le choix des équipements nous majorons cette puissance frigorifique effective de 20%. Donc en définitive, la puissance frigorifique est de :

$$Q_{0,eff} = 6,7213 \text{ kW}$$

Chapitre V : Choix des équipements de l'installation frigorifique

1. Les évaporateurs

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorigène (FF) et le fluide à refroidir. Le FF absorbe la chaleur du fluide à refroidir ; ce dernier se refroidit tandis que le FF se vaporise.

Suivant le mode de fonctionnement de l'évaporateur, on distingue :

- les évaporateurs à détente sèche ou à surchauffe
- les évaporateurs noyés ou évaporateurs à regorgement

1.1 Evaporateurs à détente sèche

Dans ce type d'évaporateurs, les vapeurs de FF sont surchauffées, cette surchauffe doit garantir l'admission d'un FF exempt de liquide au compresseur. Ils sont le plus souvent alimentés par un détendeur thermostatique qui ne va laisser passer qu'une quantité de FF liquide correspondante à celle qui sera complètement évaporée dans l'évaporateur en fonction de sa charge thermique.

C'est le principe de fonctionnement de la majorité des évaporateurs à l'exception d'un type particulier des évaporateurs multitubulaires qui fonctionne en évaporateur noyé.

1.2. Evaporateurs noyés

Le fonctionnement de ces évaporateurs réside sur le principe que les surfaces d'échange doivent toujours être en contact avec du FF liquide.

Cet objectif est atteint en immergeant les tubes contenant le fluide à refroidir dans le FF liquide en ébullition. Ces évaporateurs sont caractérisés par des coefficients d'échange très élevés et peu variables par rapport à ceux des évaporateurs à détente sèche.

Cependant ce type de fonctionnement présente des inconvénients :

- la surchauffe est pratiquement nulle d'où la nécessité de prémunir le système de dispositifs anti-coups de liquide pour la protection des compresseurs
- le piégeage de l'huile dans l'évaporateur lorsque celui-ci est miscible avec le FF

Ce type d'évaporateurs n'est pas d'utilisation courante et se rencontre dans l'industrie frigorifique pour des installations comportant des compresseurs centrifuges ou à ammoniac (à cause du problème de piégeage de l'huile dans l'évaporateur).

Il existe deux familles d'évaporateurs suivant le fluide à refroidir (eau ou air).

Etant donné que notre fluide à refroidir est de l'air, nous nous intéressons seulement aux évaporateurs à air.

On distingue deux types d'évaporateurs à air à savoir :

- les évaporateurs à air à convection naturelle
- les évaporateurs à air à convection forcée

1.3. Les évaporateurs à air à convection naturelle

On distingue les évaporateurs à tubes lisses et les évaporateurs constitués de tubes à ailettes. Leurs coefficients globaux d'échanges thermiques sont généralement faibles (inférieurs à $15 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) et ils sont utilisés pour des puissances frigorifiques relativement faibles (froid ménager : réfrigérateurs, congélateurs).

1.4. Les évaporateurs à air à convection forcée

C'est le type d'évaporateur le plus rencontré dans plusieurs applications (conservation des denrées « chambres froides », climatisation).

Ils sont constitués de tubes à ailettes et sont munis d'un (ou plusieurs) ventilateur(s) pour assurer la circulation de l'air à travers les surfaces d'échanges.

Les tubes comportent des ailettes de forme rectangulaire, ils sont disposés en série formant une nappe et les différentes nappes sont associées en parallèle.

Deux configurations sont généralement admises :

- les nappes sont assemblées en parallèle aussi bien à l'entrée qu'à la sortie, le collecteur d'entrée est alors alimentée par le détendeur
- les nappes sont assemblées en parallèle seulement à la sortie, chaque entrée de nappe reçoit une fraction du FF injecté par l'intermédiaire du distributeur de liquide et d'un tube capillaire d'alimentation

Le coefficient global d'échange de ce type d'évaporateur est compris entre $15 \text{ et } 50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$.

1.5. Dégivrage par résistances électriques

C'est la technique de dégivrage la plus utilisée pour les petites et moyennes puissances.

Les résistances électriques sont placées au niveau de la section d'échange de l'évaporateur (les épingles chauffantes sont fixées parallèlement aux tubes généralement) et la mise en route de la séquence de dégivrage est généralement pilotée par une horloge et son arrêt commandé par un thermostat d'évaporateur (sonde placée entre les ailettes de l'évaporateur) ou lorsque le temps de dégivrage prévu est épuisé.

La remise en route s'effectue normalement par le redémarrage du compresseur et seulement après quelques temps la remise en marche des ventilateurs de l'évaporateur pour éviter d'envoyer de l'humidité dans l'air ambiant.

Les puissances calorifiques couramment utilisées sont de 1200 à 1800 W/m² de surface d'évaporateur.

1.6. Choix de l'évaporateur

La sélection d'un évaporateur s'effectue sur la base des recommandations du constructeur. Nous avons calculé ci-dessus, la charge due aux moteurs des ventilateurs ce qui signifie que nous sommes en présence d'un évaporateur à convection forcée.

Comme susmentionné, nous travaillons avec la gamme des évaporateurs cubiques ventilés de série MUC de marque **FRIGA-BOHN**. Ces types d'évaporateurs sont destinés aux applications commerciales de réfrigération ou de conservation à basse température.

Il a des pas d'ailettes de 4,23 mm, des ventilateurs ayant des caractéristiques citées précédemment et sa carrosserie est en tôle d'acier prelaquée blanche.

Elle est munie d'un kit de dégivrage électrique dans le cas où sa température ambiante serait comprise entre +2°C et -5°C.

Le **tableau 12 (annexe A)**, scindé en deux à cause de sa largeur, nous permet de choisir l'évaporateur adéquat.

Avec une prise en considération de toutes les caractéristiques de notre entrepôt nous avons choisi la série **77106**.

2. Les compresseurs et groupe de condensation

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

- les compresseurs hermétiques
- les compresseurs ouverts
- les compresseurs semi hermétiques ou semi ouverts

2.1. Les compresseurs hermétiques

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

Le compresseur aspire les vapeurs de fluide frigorigène à l'intérieur de l'enveloppe et le refoulement est effectué au travers d'une tuyauterie souple brasée à l'enveloppe.

Le moteur électrique est alimenté par des fils reliés à des bornes étanches. L'étanchéité de ces compresseurs est assurée par des joints fixes (passage des fils et des tuyauteries).

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

2.2. Les compresseurs ouverts

Le moteur électrique et le compresseur sont associés par un organe de liaison qui peut être un manchon d'accouplement ou une ou plusieurs courroies.

L'accès aux différents éléments du compresseur de même que ceux du moteur est possible.

Dans ce type de compresseur, la vitesse de rotation est ajustable et modifiable en changeant la poulie du moteur par exemple, cependant ce type nécessite un joint d'étanchéité tournant (joint rotatif) à la traversée du carter par l'arbre. Ils sont utilisés pour toutes les puissances.

2.3. Les compresseurs semi-hermétiques ou semi-ouverts

Il s'agit d'un type intermédiaire entre les précédents types. Le moteur électrique et le compresseur sont montés sur un arbre commun et sur le même bâti avec la possibilité d'accès à

chaque élément, ce qui fait que ces compresseurs sont également appelés compresseurs hermétiques « accessibles ». L'accessibilité est réalisée par des plaques boulonnées sur le bâti. Ce type bénéficie des avantages du groupe ouvert (accès au mécanisme) et du groupe hermétique (pas de garniture d'étanchéité).

Ils sont utilisés pour les moyennes puissances.

Les compresseurs à pistons alternatifs peuvent se retrouver suivant les trois configurations et le tableau 13 (annexe) précise les applications associées.

2.4. Notion de groupe de condensation

Le terme « groupe de condensation » renvoie à l'association d'un moto compresseur, d'un condenseur et d'une bouteille liquide, le tout étant monté d'origine sur le même bâti. Ce type d'appareil est répandu en froid commercial (chambres froides, vitrine réfrigérée...).

2.5. Choix du compresseur ou du groupe de condensation

Le compresseur doit être choisi sur une même base que l'évaporateur, c'est-à-dire pour une même puissance frigorifique et les mêmes conditions de fonctionnement (température d'évaporation, température de condensation).

Pour le groupe de condensation, la sélection est pratiquement identique à la sélection d'un compresseur. Une des variables d'entrée pour la sélection du groupe est la température d'entrée du fluide de refroidissement (air) et non pas la température de condensation du FF pour la sélection du compresseur.

La sélection pratique du compresseur ou du groupe de condensation est effectuée sur la base des tableaux ou diagrammes du constructeur.

Etant donné que le compresseur ou le groupe de condensation doit être choisi sur la même base que l'évaporateur, nous avons décidé de travailler avec la même marque. Cependant il s'est trouvé que « FRIGA-BOHN » ne fabrique pas de compresseur mais possède des groupes de condensation connus sous le nom de « MAXI-CLIMA ». L'équipement standard se présente comme suit :

➤ **Groupe de condensation**

- Le groupe de condensation est carrossé pour une installation à l'extérieur. Trois technologies de compresseurs sont disponibles : hermétiques à pistons, semi hermétiques à pistons et Scroll. Chaque compresseur est fourni avec voyant d'huile, résistance de carter, vanne d'aspiration et vanne de refoulement.
- La régulation BP et la sécurité HP sont assurées par pressostats cartouches réglés en usine.
- Le condenseur vertical possède de 1 à 4 moto ventilateurs selon les modèles avec différentes vitesses de rotation pour s'adapter à chaque environnement.
- En standard, la régulation de pression de condensation est assurée par variation de vitesse des ventilateurs ou par des pressostats selon les modèles.
- Le réservoir de liquide est équipé d'une vanne de départ, isolant la ligne liquide formée d'un filtre déshydrateur, d'un voyant hygroscopique et d'une vanne à main.
- L'armoire électrique est totalement intégrée au casing et le sectionneur général est protégé dans une encoignure pour éviter tout problème lors du transport.
- Le groupe est pré-chargé en réfrigérant R404A.

➤ **Evaporateur**

- Evaporateur double flux bas niveau sonore ou cubique selon les applications, avec détendeur et électrovanne montés en usine.
- Pour plus de détails, se reporter sur le paragraphe concernant « le choix des évaporateurs ».

➤ **Régulation MASTERLOG III**

- Pilotage par régulation électronique.
- Gestion des dégivrages (à air ou électriques).
- Gestion de l'éclairage.
- Affichage et renvoi des alarmes.
- Un contact supplémentaire programmable (ouverture de porte, sécurité personne enfermée...).
- Marche forcée intégrée pour refroidissement rapide ou surgélation

Notre choix se fera dans la rubrique des « gamme positive » avec les spécifications suivantes :

- Fluide frigorigène : R404A
 - Température interne = 0°C
 - Température ambiante = 32°C
 - DT1 = 8K
 - 4,23mm
- ✓ Compresseur H = hermétique
 - ✓ Condenseur A standard
 - ✓ Niveau sonore standard

Nous optons pour le modèle P41A MUC620R voir **tableau 14 (annexe A)**.

3. Les condenseurs à air

Les condenseurs sont des échangeurs thermiques entre le fluide frigorigène et un fluide de refroidissement. Le fluide frigorigène cède la chaleur acquise dans l'évaporateur et lors de la compression au fluide de refroidissement.

Lors de son passage dans le condenseur, le fluide frigorigène passe de l'état vapeur à l'état liquide.

On distingue deux types de condenseurs à air à savoir :

- les condenseurs à air à convection naturelle
- les condenseurs à air à convection forcée

3.1. Les condenseurs à air à convection naturelle

On distingue les condenseurs à tubes lisses et les condenseurs constitués de tubes à ailettes.

L'air au contact du faisceau ailetté (ou du faisceau de tubes) s'échauffe et s'élève laissant la place à de l'air plus frais. Ils ne nécessitent aucune énergie pour la circulation de l'air mais le coefficient global d'échange thermique est faible (inférieur à $15 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ et même inférieur à $10 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ pour les condenseurs à tubes lisses).

Ils ne sont utilisés que pour des puissances à échanger très faibles (froid ménager : réfrigérateurs et congélateurs).

3.2. Les condenseurs à air à convection forcée

Le coefficient global d'échange des condenseurs à air à convection forcée est compris entre 20 et 30 $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$.

Deux types de dispositions sont utilisés à savoir :

- le faisceau vertical

Les condenseurs à air à convection forcée verticaux sont utilisés pour les petites et moyennes puissances, la vapeur surchauffée entre par le collecteur supérieur et le liquide sous-refroidi sort par le collecteur inférieur.

- le faisceau horizontal

Les condenseurs à air à convection forcée horizontaux sont utilisés pour des puissances supérieures, les sections sont disposées en parallèle permettant un meilleur équilibre thermique. La vitesse moyenne de l'air est comprise entre 2 et 4 m/s pour limiter les pertes de charge et le niveau sonore.

3.3. Choix du condenseur

La sélection pratique d'un condenseur à air est généralement déterminée sur la base de la température d'entrée de l'air au condenseur, la température de condensation et de l'écart de température entre la température de condensation et la température d'entrée de l'air au condenseur.

Par ailleurs auparavant, nous avons choisi un groupe de condensation et par là le condenseur.

4. Les détendeurs

Les détendeurs sont destinés à l'alimentation des évaporateurs en fluide frigorigène. Suivant le principe de fonctionnement des évaporateurs, on distingue :

- les dispositifs alimentant les évaporateurs à détente sèche

- les dispositifs alimentant les évaporateurs noyés

Les dispositifs alimentant les évaporateurs à détente sèche sont les détendeurs quant aux autres dispositifs, il s'agit de systèmes de détection de niveau.

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

- les tubes capillaires ou détendeurs capillaires
- les détendeurs thermostatiques
- les détendeurs électroniques

4.1. Les tubes capillaires

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

Ils conviennent pour des installations de faibles puissances thermiques et peu variables.

4.2. Les détendeurs thermostatiques

Ce sont les organes d'alimentation des évaporateurs les plus utilisés. Ils assurent à la sortie de l'évaporateur une surchauffe des vapeurs de fluide frigorigène (FF).

La surchauffe des vapeurs de FF à la sortie de l'évaporateur est la différence entre la température des vapeurs sortant de l'évaporateur et la température d'ébullition du fluide frigorigène (correspondant à la pression d'évaporation) à la sortie de l'évaporateur.

On distingue deux types de détendeurs thermostatiques :

- les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression interne
- les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression externe

4.2.1. Les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression interne

Ils régulent la surchauffe des vapeurs de FF à la sortie de l'évaporateur en réglant le débit de FF admis à l'évaporateur quelque soit sa charge thermique. La valeur de la surchauffe généralement

admise pour assurer un remplissage correct de l'évaporateur et la protection du compresseur (vapeurs surchauffées) est comprise entre 4 et 8°C.

Le détendeur thermostatique à égalisation de pression interne comprend le corps du détendeur dans lequel sont renfermés :

- le filtre à tamis placé à l'entrée (arrivée du FF dans le détendeur)
- la membrane (soufflet) qui est solidaire d'un pointeau et d'un ressort de réglage muni d'une vis de réglage accessible
 - le bulbe situé à la sortie de l'évaporateur et solidaire de la tuyauterie, il mesure la température du FF à la sortie de l'évaporateur, sa fixation doit être solide et sa position doit suivre certaines règles (ne pas être positionné en bas de tuyauterie)
 - le tube capillaire qui transmet la mesure du bulbe au corps du détendeur, l'ensemble tube capillaire et bulbe est appelé train thermostatique

Le fonctionnement de ce détendeur résulte de l'équilibre des forces entre :

- la pression du fluide contenue dans le train thermostatique (force descendante sur la membrane)
- la pression d'évaporation dans l'évaporateur (force ascendante sur la membrane)
- la pression exercée par le ressort de réglage (force ascendante sur la membrane).

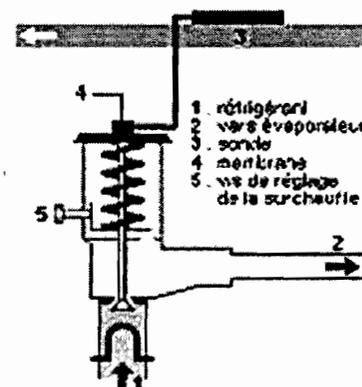
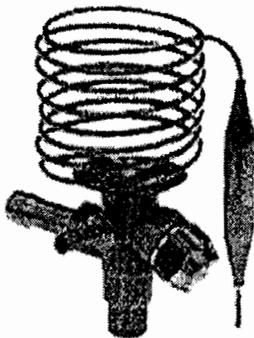


Figure 5.1 : Détendeur thermostatique à égalisation de pression interne.

A partir d'une position d'équilibre donnée correspondant à une position précise du pointeau :

- lorsque la charge thermique au niveau de l'évaporateur augmente, la zone de surchauffe va augmenter puisque le FF liquide présent dans l'évaporateur va s'évaporer plus rapidement ce qui va entraîner une pression exercée sur la membrane plus grande (force descendante) et par suite la descente du pointeau autorisant une alimentation en FF liquide plus importante dans l'évaporateur
- de même lorsque la charge thermique baisse, la zone de surchauffe diminue, la pression exercée sur la membrane (descendante) baisse, ce qui entraîne une montée du pointeau et par suite une réduction de l'alimentation en fluide frigorigène de l'évaporateur.

Le pointeau oscille donc en permanence sans position d'ouvertures sauf s'il est sélectionné trop petit. Le détendeur ne doit pas être non plus trop puissant à cause du phénomène de pompage (surchauffes excessives entraînant des ouvertures et fermetures complètes du détendeur et une mauvaise alimentation de l'évaporateur).

4.2.2. Les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression externe

Lorsque les pertes de charge de l'évaporateur sont élevées, le détendeur thermostatique à égalisation de pression interne ne peut plus bien régler la surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur (surchauffe élevée), on utilise alors des détendeurs thermostatiques à égalisation de pression externe (DTEPE).

Pour ce type de détendeur, ce n'est plus la pression régnant à l'entrée de l'évaporateur qui appuie sous la membrane donc participe à l'équilibre des forces agissant sous le pointeau mais plutôt la pression disponible à la sortie de l'évaporateur.

Du point de vue de la constitution, ce détendeur est similaire au détendeur à égalisation de pression interne avec en plus un piquage réalisé entre la sortie de l'évaporateur et le détendeur, il s'agit du tube à égalisation de pression externe.

Avec cet artifice, l'effet des pertes de charge élevées de l'évaporateur est neutralisé.

Certains évaporateurs de puissances relativement élevées sont scindés par les fabricants en plusieurs sections (circuits) parallèles et leur alimentation en FF est généralement réalisée par des DTEPE. Dans ce cas de figure, la répartition du FF entre les différentes sections (circuits) se fait grâce à un distributeur de liquide.

C'est un raccord de forme conique ayant sur la grande base un nombre d'orifices égal au nombre de circuits que comporte l'évaporateur à alimenter, des tubes capillaires de même diamètre et de même longueur relient le distributeur de liquide aux circuits de l'évaporateur.

4.2.3. Les détendeurs électroniques

Il s'agit de dispositifs qui régulent la différence de température entre la température des vapeurs à la sortie de l'évaporateur et la température du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur en réglant le débit de FF en fonction de la charge thermique à l'évaporateur. Un détendeur électronique comporte trois parties principales :

- un régulateur
- une électrovanne (vanne électromagnétique ou commandée par un servomoteur)
- des sondes de températures (ou capteurs de température)

L'électrovanne est placée juste à l'entrée de l'évaporateur et elle est commandée par le régulateur (calculateur) en fonction :

- des écarts de températures mesurées par les sondes de températures placées sur les tuyauteries de FF à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur
- de la valeur de consigne pré réglée (température de consigne)
- de la température du milieu à refroidir mesurée par une sonde

Le détendeur électronique permet des économies d'énergie électrique sur la consommation du compresseur avec un remplissage optimal de l'évaporateur et le maintien d'une surchauffe minimale stable

4.3. Choix du détendeur thermostatique

La sélection pratique d'un détendeur s'effectue sur la base de données des catalogues constructeurs.

Dans les catalogues, un détendeur se sélectionne en fonction de sa capacité nominale (puissance frigorifique) aux conditions nominales, c'est-à-dire pour une température d'évaporation donnée, une température donnée du FF à l'entrée du détendeur et une certaine chute de pression entre l'amont et l'aval du détendeur.

Les conditions de fonctionnement étant en général différentes des conditions nominales, des corrections s'imposent. En désignant par Q_0 la puissance frigorifique nécessaire, la capacité nominale Q_n du détendeur thermostatique à sélectionner s'écrit :

$$Q_n = K_{\Delta P} * K_t * Q_0$$

Q_n : Capacité nominale du détendeur

$K_{\Delta P}$: Facteur de correction pour différentes chutes de pression

K_t : Facteur de correction pour différentes températures d'évaporation et d'entrée du liquide au détendeur

Q_0 : Puissance frigorifique nécessaire

Les différents facteurs de correction sont donnés dans les catalogues constructeurs.

Le catalogue en notre possession nous permettent de choisir un détendeur n'ont pas en fonction de ces coefficients de correction mais en fonction de sa capacité nominale Q_n à 100% d'ouverture. Avec une puissance frigorifique $Q_0 = 7.17$ kW, nous devons choisir un détendeur ayant une capacité nominale Q_n supérieure à 7,17 kW. Par conséquent nous avons choisi le détendeur ayant les spécifications suivantes (voir **tableau 15** annexe A) :

Restricteur N°4 de type : EXO-004, Code N°801089 avec $Q_n = 7,7$ kW sous R404A

Chapitre VI : Organes annexes d'une machine frigorifique

1. Le réservoir de liquide

Il est placé à la sortie du condenseur et sert à stocker le FF liquide à la mise en arrêt de l'appareil ou lors des opérations de maintenance. Il joue également un rôle important dans la régulation du système frigorifique lorsque les variations de charges thermiques sont importantes.

Le réservoir de liquide appelé aussi bouteille liquide, bouteille accumulatrice ou « receiver » peut être quelque fois dimensionné pour stocker toute la charge en FF de l'installation.

Son utilisation est préconisée sur les installations frigorifiques ; dans le cas de grandes installations avec condenseurs à air, il est fortement recommandé de le placer dans le circuit frigorifique.

Il est le plus souvent formé d'une virole en acier de forte épaisseur fermée à ses deux extrémités par des fonds bombés et des vannes d'arrivée (liaison vers le condenseur) et de départ (liaison vers le détendeur) sont généralement associées.

2. La bouteille anti-coup de liquide

Elle est placée entre l'évaporateur et le compresseur (à proximité du compresseur) et son rôle est d'éviter l'aspiration éventuelle de FF liquide par le compresseur : prévention des coups de liquide.

Elle est également appelée bouteille d'aspiration, bouteille de surchauffe ou séparateur de liquide. Le principe de fonctionnement est basé sur la séparation des phases vapeur et liquide du FF.

Son utilisation est obligatoire pour les installations en régime noyé (évaporateurs noyés) et est conseillée pour les autres installations (évaporateurs à détente sèche).

Le liquide se sépare de la vapeur par une brusque réduction de la vitesse du FF consécutive à une augmentation de la section de passage de vapeurs. Le FF liquide est recueilli au fond de la bouteille et la vapeur est aspirée à la partie supérieure de la bouteille par le compresseur. Le retour d'huile est assuré par un orifice calibré à la partie inférieure de la vanne d'aspiration.

3. Le séparateur d'huile

Il est placé juste après le compresseur et permet de recueillir les gouttelettes d'huile entraînées par les vapeurs de FF comprimés, d'évaporer le FF éventuellement présent et de renvoyer l'huile au niveau du carter du compresseur.

Son utilisation est obligatoire pour les installations où le FF est non miscible avec l'huile (par exemple le R717). Il est également présent dans les installations de grande puissance même avec des FF miscibles avec l'huile.

Dans le séparateur liquide, la réduction brutale de la vitesse des vapeurs de FF permet de piéger l'huile dans le réservoir du séparateur qui sera ensuite renvoyée vers le compresseur.

4. Le filtre deshydrateur

Il convient de distinguer :

- le filtre qui sert à piéger les impuretés contenues dans le circuit frigorifique
- le deshydrateur qui permet l'élimination de l'humidité contenue dans le circuit frigorifique
- le filtre deshydrateur qui rassemble dans le même appareil les fonctions de filtre et de deshydrateur.

Les filtres destinés au FF sont les filtres à toile métallique à mailles très serrées en bronze, en laiton ou en acier inoxydable.

Le filtre est caractérisé par sa surface filtrante et par la chute de pression correspondant au passage d'un débit donné de fluide propre traversant le fluide non colmaté.

Lorsqu'il se colmate, la chute de pression augmente, le filtre doit alors être remplacé.

Les filtres de FF se retrouvent à l'entrée des compresseurs (généralement intégrés aux compresseurs), en amont des pompes de circulation de FF et des pompes à huile et à l'entrée des organes d'alimentation des évaporateurs (détendeurs).

Le deshydrateur maintient à un niveau acceptable la teneur en eau du FF contenu dans un circuit frigorifique.

La concentration maximale en eau soluble dans les FF décroît par baisse de la température et varie suivant le FF.

Au delà de cette concentration, l'humidité excédentaire peut se trouver en fonction des températures dans le circuit frigorifique à l'état vapeur, à l'état liquide ou être prise en glace.

Le deshydrateur se monte sur la ligne liquide après le condenseur (ou après la bouteille liquide si elle existe).

Le filtre deshydrateur est un deshydrateur qui assure une fonction secondaire de filtre et quelque fois une fonction supplémentaire anti-acide (en fixant les acides qui apparaissent lors des diverses réactions nuisibles).

Les deshydrateurs ou les filtres deshydrateurs peuvent être à cartouches solides remplaçables ou non remplaçables.

La cartouche solide a une composition particulière de silicagel (SiO_2), de tamis moléculaire et d'oxyde d'alumine activé (Al_2O_3), le tamis moléculaire et le silicagel absorbent l'humidité et l'oxyde d'alumine activé retient l'eau et l'acide.

5. Les voyants

Il faut distinguer parmi les voyants :

- les voyants simples
- les voyants indicateurs d'humidité

Le voyant simple (verre épais serti dans une embase métallique) est un organe placé juste avant le détendeur et après le filtre deshydrateur. Il permet de contrôler la présence éventuelle de bulles donc de FF à l'état vapeur, indice d'anomalie (charge insuffisante en FF, filtre deshydrateur bouché, SR insuffisant...).

Le voyant indicateur d'humidité est un voyant simple avec une double fonction, celle de l'indication de l'état de saturation (humidité) du circuit frigorifique. Il s'agit d'un voyant avec une couronne indicatrice (sel chimique) qui change de couleur en fonction de la quantité d'eau contenue dans le FF.

Le vert indique généralement un circuit sec (parfaitement deshydraté) et le jaune un circuit humide ; le vert clair indique que le filtre deshydrateur est en train de se saturer.

6. Eliminateur de vibration

Il permet de réduire les vibrations transmises au circuit frigorifique par une machine en mouvement (compresseur) et d'absorber les tensions dues aux dilatations et aux contractions des conduits. Il se monte le plus près possible de l'organe qui produit ces vibrations (refoulement compresseur, aspiration compresseur...).

Il est constitué d'un tuyau flexible ondulé réalisé en inox ou en cuivre et revêtu d'une tresse en fil d'acier galvanisé ou en cuivre.

7. Electrovanne

Aussi appelé vanne électromagnétique ou vanne solénoïde, elle permet d'ouvrir ou de fermer le circuit frigorifique. Elle est commandée électriquement au moyen d'une bobine électromagnétique (utilisation de l'effet magnétique du courant électrique).

Elle est généralement placée sur les conduites de FF liquide. Une utilisation courante est son installation sur la ligne liquide en amont du détendeur, son rôle est alors d'éviter la migration du FF liquide vers l'évaporateur à l'arrêt du compresseur.

Les électrovannes généralement utilisées sont du type NF (normalement fermé) mais il peut arriver que pour certaines applications, elles soient du type NO (normalement ouvert).

8. Les purgeurs d'incondensables

Aussi appelés désaérateurs, ils permettent l'évacuation des gaz non condensables du circuit frigorifique. Le « dégazage » peut être manuel ou automatique.

Les principaux incondensables du circuit frigorifique sont l'air, l'hydrogène, l'azote et les hydrocarbures pouvant provenir de la décomposition de l'huile.

CONCLUSION PARTIELLE

Le dimensionnement de l'entrepôt frigorifique nous a permis d'avoir la puissance électrique dont l'installation a besoin pour fonctionner correctement et d'une façon optimale. Cette puissance est composée de :

- la puissance consommée par les ventilateurs des évaporateurs = 435 W
- la puissance consommée par la résistance de dégivrage = 1860 W
- la puissance consommée par le groupe de condensation = 4610 W

Ces trois puissances électriques ne seront pas consommées en même temps car les résistances de dégivrage et le groupe de condensation ne fonctionnent jamais simultanément. Ainsi la puissance électrique maximale que l'installation aura à absorber est de l'ordre de $P = 5045$ W.

Etant donné que la puissance électrique maximale que l'installation aura à absorber ainsi que les différentes tensions et intensités aux bornes de chaque composante sont obtenues, il nous est possible d'entamer le dimensionnement de la partie génératrice de cette puissance électrique à savoir l'installation solaire photovoltaïque.

PARTIE B : DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION SOLAIRE

INTRODUCTION

Par l'entremise du développement des énergies renouvelables l'énergie du rayonnement solaire est de plus en plus utilisée. Ainsi dans les pays jouissant d'un ensoleillement important elle peut être utilisée de deux manières :

1. par conversion photovoltaïque, permettant de générer l'électricité directement à partir du rayonnement solaire, et
2. par conversion thermique, en transformant le rayonnement en chaleur ou en froid.

L'utilisation de l'une ou l'autre de ces deux conversions dépend en grande partie de l'installation hôte. Dans notre cas, nous utilisons le solaire photovoltaïque.

La conception d'un système photovoltaïque repose sur une évaluation minutieuse de la radiation solaire sur un site particulier. Bien que des données solaires de radiation aient été enregistrées pour beaucoup d'emplacements dans le monde, elles doivent être analysées et traitées avant qu'une évaluation suffisamment précise de la radiation solaire disponible pour un système photovoltaïque ne puisse être faite.

Chapitre I : Généralités sur le rayonnement solaire

1. La ressource solaire

Le soleil est une sphère gigantesque dont la masse est de 2.10^{30} kg et le rayon 698000 km. Il est le siège de processus thermonucléaires se ramenant toujours à la transformation d'hydrogène en hélium avec libération d'énergie.

La trajectoire de la terre autour du soleil est une ellipse, dont le soleil occupe un des foyers. Le plan de cette ellipse s'appelle l'écliptique. La distance de la terre au soleil varie de $\pm 1,7\%$ par rapport à la distance moyenne qui est de $149,675.10^6$ km.

Le rayonnement solaire reçu par la terre dépend de son mouvement autour du soleil car par le biais du temps on définit l'intensité du rayonnement d'un lieu alors que la vitesse de déplacement de la terre sur sa trajectoire est variable et ceci a une incidence sur la définition du temps.

Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la terre s'appelle l'équateur. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique. L'équateur et l'écliptique font entre eux un angle de que l'on appelle « *inclinaison i* » qui vaut $23^{\circ}27'$ ou $23,45^{\circ}$.

2. Le spectre solaire

On appelle spectre solaire, la répartition en longueurs d'onde du rayonnement électromagnétique du soleil. Cette répartition spectrale du rayonnement solaire est très proche de celle d'un corps noir à 5762 K.

On trouvera sur la figure 8.1 la répartition spectrale du rayonnement hors atmosphère

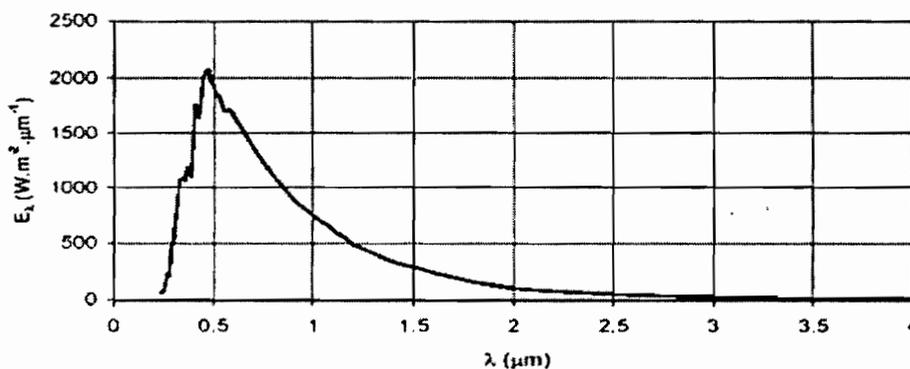


Figure 7.1 : Répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère

3. La constante solaire

Le rayonnement solaire est émis de manière isotrope. Une infime partie de cette énergie atteint la terre qui intercepte pourtant au niveau de son atmosphère $1,78 \cdot 10^{14}$ kW.

La puissance qu'on recevrait sur une surface plane de 1 m^2 normale à la direction du soleil et placée hors atmosphère est appelée constante solaire. Elle vaut approximativement 1360 W/m^2 , la mesure la plus récente effectuée à bord des satellites donne pour la constante solaire : $1367 \pm 7 \text{ W/m}^2$.

4. La masse atmosphérique

Un rayon lumineux qui traverse l'atmosphère est atténué par chaque molécule ou particule rencontrée. Son intensité au sol dépend donc de la longueur du trajet dans l'atmosphère.

On définit la masse atmosphérique m , en prenant pour unité l'épaisseur verticale de l'atmosphère moyenne au dessus du niveau de la mer, par la formule :

$$m = \frac{1}{\sin h} \quad (7.1)$$

L'angle h est appelé hauteur du soleil. C'est l'angle que fait la direction du Soleil avec le plan horizontal du lieu.

$m = 1$ ou air-masse 1 (AM1) : le soleil est au zénith, $h = 90^\circ$

$m = 2$ ou air-masse 2 (AM2), $h = 30^\circ$

$m = 3$ ou air-masse 3 (AM3), $h = \arcsin \frac{1}{3}$

$m = 0$ ou air-masse 0 (AM 0), hors atmosphère.

La moitié de la masse des gaz atmosphériques est comprise entre le sol et l'altitude 5 km, où règne une pression deux fois moindre qu'au niveau de la mer. 90% de l'atmosphère se trouve en dessous de 15 km d'altitude où la pression n'est plus que de 100 millibars.

5. Les diffusions moléculaire et par les aérosols

Pratiquement jusqu'à 80 km, la composition gazeuse reste inchangée : 78% d'azote ; 21% d'oxygène ; 0,9% d'argon ; 0,03% de gaz carbonique ; de la vapeur d'eau entre le sol et l'altitude 5 km et l'ozone entre 10 et 30 km d'altitude.

La diffusion moléculaire est due à la présence des molécules gazeuses. Elle varie avec la longueur d'onde, elle est d'autant plus forte que la longueur d'onde est faible.

Les particules en suspension dans l'atmosphère sont appelées aérosols : grains de sable, poussière, microgouttelettes, pollens, cristaux etc. renvoient par réflexion, réfraction ou diffusion dans toutes les directions, les rayons interceptés.

Ces aérosols ont donc tendance à atténuer le rayonnement solaire atteignant le sol et ils constituent le trouble atmosphérique ε .

$$0,05 < \varepsilon < 0,60.$$

6. Les composantes au sol du rayonnement solaire

Après avoir traversé l'atmosphère le rayonnement solaire arrive au sol où il produit un éclaircissement qui est une puissance par unité de surface généralement mesurée en Wh/m^2 .

L'énergie correspondante, reçue pendant une unité de temps (heure, jour, mois, année) est obtenue en intégrant l'éclaircissement sur la période de temps correspondante. On appelle cette énergie irradiation ou ensoleillement et on la mesure généralement en Wh/m^2 et par unité de temps (typiquement en $\text{Wh/m}^2 \cdot \text{jour}$).

Une surface plane disposée au sol reçoit un rayonnement global composé :

- en partie du rayonnement solaire provenant directement du disque solaire : c'est le rayonnement direct.
- en partie du rayonnement solaire provenant de la voûte céleste (fraction du rayonnement direct diffusé dans toutes les directions dans l'atmosphère), appelé rayonnement diffus.
- en partie du rayonnement solaire réfléchi par le sol, appelé albédo, dont la proportion varie en fonction de la nature du sol (herbe, terre sèche, gravier, asphalte).

La part dans le rayonnement solaire provenant de ces trois composants varie en fonction de la latitude du lieu considéré, de l'état du ciel au moment considéré et de l'environnement de ce lieu.

Chapitre II : Le système solaire photovoltaïque

Un système photovoltaïque est un dispositif qui convertit directement l'énergie du rayonnement solaire en énergie électrique (voir figure 9.1).

L'élément de base de ces systèmes est la cellule photovoltaïque, appelée aussi cellule solaire.

Les cellules ne sont pas les seules composantes d'un système PV. Pour une distribution satisfaisante de l'électricité le recourt à d'autres composantes s'impose. Ainsi un système solaire photovoltaïque est constitué entre autre :

- de batteries
- de régulateurs
- de diodes anti-retour
- d'onduleurs

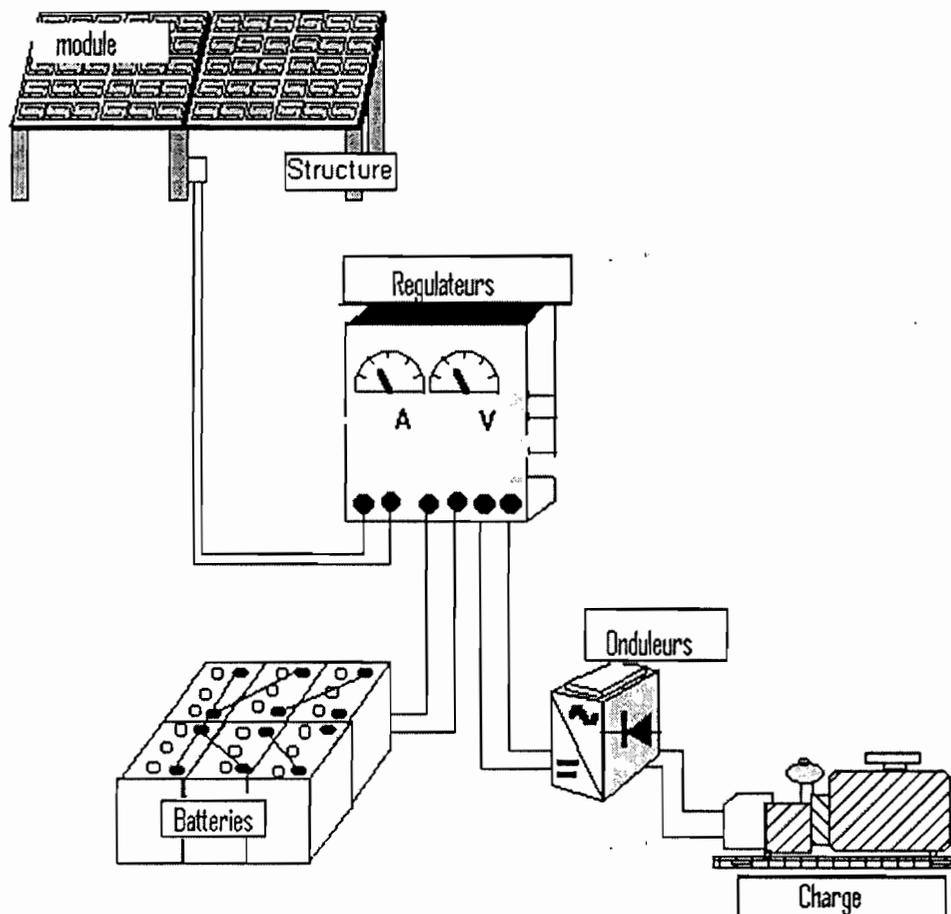


Figure 8.1 : Schéma d'un système solaire photovoltaïque.

1. Le champ photovoltaïque

1.1. La cellule

Une cellule photovoltaïque est un composant électronique qui a la forme d'une plaque mince. Cette plaque est constituée d'une jonction entre deux couches semi-conductrices ou entre une plaque métallique et une couche semi-conductrice. Chaque couche est reliée à un conducteur électrique, de sorte que l'on dispose de deux fils pour relier la cellule à un circuit électrique extérieur.

La figure 9.1 donne la représentation imagée d'une cellule photovoltaïque. Son fonctionnement s'énonce comme suit :

un cristal semi-conducteur dopé P est recouvert d'une zone très mince dopée N et d'épaisseur e égale à quelques millièmes de mm. Entre les deux zones se trouve une jonction J.

La zone N est couverte par une grille métallique qui sert de cathode k tandis qu'une plaque métallique a recouvre l'autre face du cristal et joue le rôle d'anode. L'épaisseur totale du cristal est de l'ordre du mm.

La présence du champ électrique dû à l'existence de la jonction provoque l'accumulation vers les deux électrodes a et k des porteurs de charge (électrons) produits par le rayonnement lumineux. Une force électromotrice d'environ 0,5 à 0,6 volts apparaît entre ces électrodes.

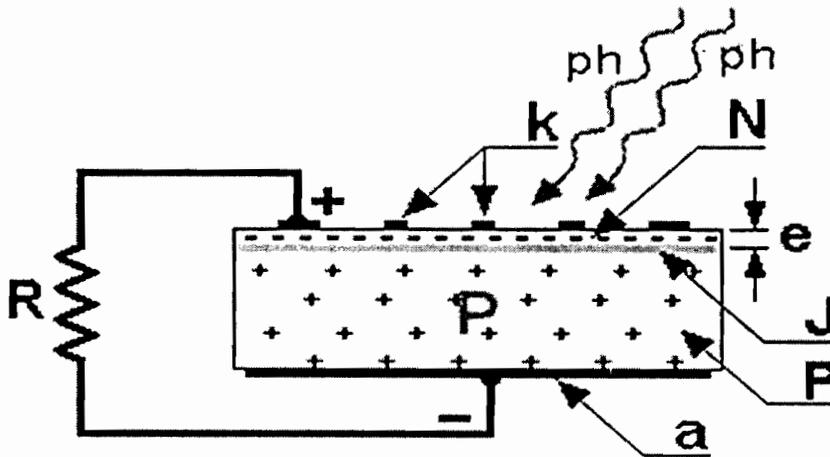


Figure 8.2 : Fonctionnement d'une cellule photovoltaïque.

Les cellules photovoltaïques actuelles sont le plus souvent fabriquées en silicium. Cet élément est très répandu dans la nature, on l'extrait du sable : SiO_2 . On l'utilise sous deux formes très différentes : le silicium cristallin et le silicium amorphe.

1.2. Le module

Les cellules ne sont pratiquement jamais utilisées isolément : on assemble plusieurs cellules identiques au sein d'un module dont la conception offre une protection contre les intempéries, ceci en vue de garantir une durée de vie suffisante de l'ordre de 20 à 30 ans pour les cellules au silicium cristallin, beaucoup moins pour les cellules au silicium amorphe. Les cellules d'un module sont interconnectées électriquement à l'intérieur du module. De la sorte, on ne dispose à la sortie du module que de deux conducteurs électriques pour relier le module à un circuit électrique extérieur.

En réunissant plusieurs cellules en un seul module, on augmente la puissance disponible, mais on peut aussi, en choisissant convenablement le nombre de cellules et la façon d'interconnecter les conducteurs électriques de ces cellules, adapter les caractéristiques électriques du module de façon à faciliter son utilisation. Ceci explique pourquoi une grande cellule est parfois découpée en plusieurs cellules plus petites qui sont ensuite assemblées au sein d'un module : il n'y a pas de gain de puissance, mais les caractéristiques du module obtenu peuvent être différentes de celles de la cellule initiale.

La principale caractéristique d'un module photovoltaïque est sa puissance nominale (appelée improprement puissance de crête du fait qu'elle n'est dépassée que très rarement).

Cette puissance correspond à des conditions normalisées. Il s'agit notamment, selon les normes internationales,

- d'un rayonnement solaire de 1000 W / m^2 ,
- d'une température interne des cellules de 25°C ,
- d'un spectre du rayonnement AM 1.5

1.3. Le champ

Un assemblage de plusieurs modules montés dans un même plan s'appelle un panneau.

Enfin, l'ensemble des panneaux d'une installation s'appelle un champ photovoltaïque.

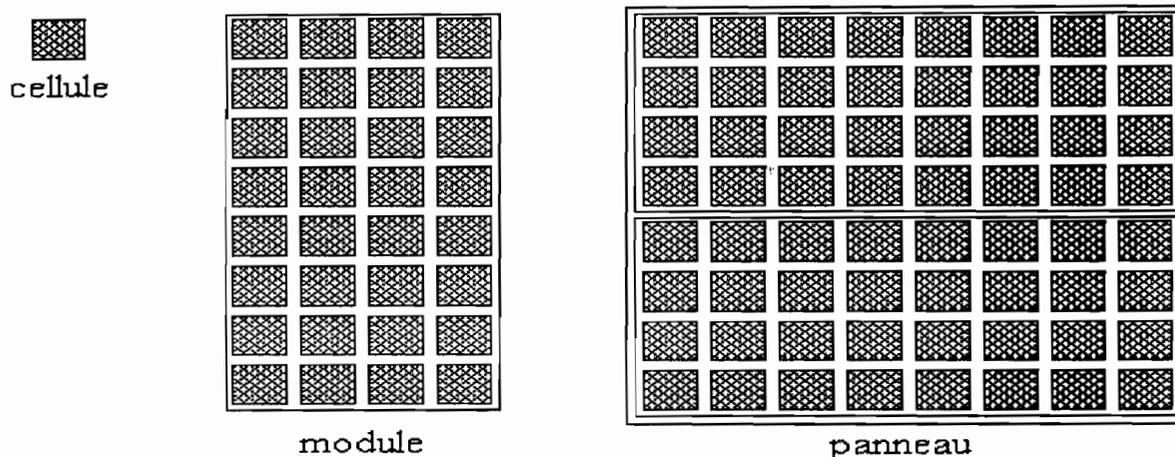


Figure 8.3 : Notions de cellule, de module et de panneau photovoltaïques

2. Les batteries

Très souvent, il n'existe pas de concordance entre la période de production (ensoleillement) et la période de consommation. Il est donc indispensable de stocker l'énergie produite. En outre, ce stockage permet de répondre à des besoins soudains de puissance très supérieurs à ce que pourrait fournir instantanément le champ photovoltaïque.

Les dispositifs de stockage sont le plus souvent des batteries électrochimiques au plomb et, plus rarement, au nickel cadmium. Leur capacité de stockage correspond généralement à une consommation de 3 à 7 jours sans recharge, voire 10 jours pour les installations nécessitant une grande marge de sécurité.

3. Les régulateurs

Les régulateurs de charge sont de petits appareils qui se placent entre les batteries et les panneaux solaires pour éviter que les batteries ne soient endommagées par des courants trop forts ou inversement qu'elles ne se déchargent trop. Leur rôle principal est de réduire le courant lorsque les batteries sont presque entièrement chargées.

4. Les diodes

Dans une grande installation, on place parfois des diodes entre les panneaux pour empêcher ceux qui sont à l'ombre de prendre du courant aux autres, ce qui peut les endommager.

L'utilisation la plus courante des "diodes anti-retour" dans une installation PV a pour but de contrecarrer le méchant "courant d'obscurité." Les panneaux PV peuvent reprendre un faible courant de la batterie pendant les heures où les panneaux sont complètement à l'ombre et pendant la nuit. Comme les diodes servent à empêcher un courant électrique de couler en sens inverse, on s'en sert pour mettre fin à ce vol d'électrons.

5. Les onduleurs

Les onduleurs sont des appareils permettant de convertir un courant continu (12 ou 24 volts) en courant alternatif (220 V (ou 110) ce qui permet d'y brancher tous les appareils qui fonctionnent sur le secteur.

Chapitre III : Méthode de dimensionnement du système solaire photovoltaïque

Avant d'entrer dans les détails du modèle PV, certains principes de base méritent d'être rappelés, notamment la définition de plusieurs variables qui seront mentionnées à plusieurs reprises par la suite.

1. Principes de calcul de l'énergie solaire

1.1. La déclinaison

On appelle déclinaison δ l'angle formé par la direction du Soleil avec le plan équatorial. Elle varie au cours de l'année entre $-23,45^\circ$ et $+23,45^\circ$. Elle est nulle aux équinoxes (21 mars et 21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin) et minimale au solstice d'hiver (21 décembre). La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation :

$$\delta = 23,45^\circ \sin[0,986(j + 284)] \quad (3.1)$$

où j est le numéro du jour de l'année ($j=1$ le 1^{er} janvier) $1 \leq j \leq 366$.

1.2. Les angles de repérage du soleil

Le repérage du Soleil s'effectue par l'intermédiaire de deux angles représentés sur la figure 9.1 à savoir l'azimut α et la hauteur h .

L'azimut représente l'angle que fait la direction de la projection du Soleil sur le plan horizontal avec la direction Sud, cet angle étant orienté positivement vers l'Ouest.

La hauteur est l'angle que fait la direction du Soleil avec sa projection sur un plan horizontal.

Ces deux angles sont fonctions de la latitude L du lieu, la date j (numéro du jour de l'année) et de l'heure solaire TS dans la journée.

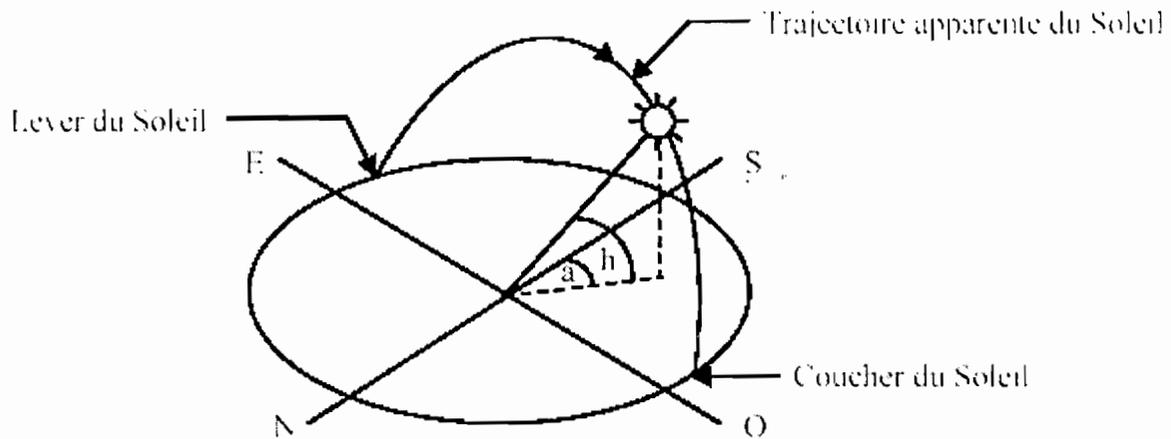


Figure 9.1 : Repérage de la position du soleil

La latitude L et la date j servent à déterminer la trajectoire du Soleil dans le ciel et l'heure TS donne sa position instantanée sur cette trajectoire.

On définit le jour comme le temps mis par la Terre pour effectuer un tour sur elle-même. Un jour a été divisé en 24h et on a défini l'heure solaire TS en fixant $TS = 12h$ lorsque la hauteur du Soleil est maximale (le Soleil est à son zénith).

L'angle horaire ω , la hauteur h du Soleil et l'azimut a se définissent par les relations ci-dessous :

$$\omega = 15(TS - 12) \quad (3.2)$$

$$\sinh = \sin L \sin \delta + \cos L \cos \delta \cos \omega \quad (3.3)$$

$$\sin a = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cosh} \quad (3.4)$$

Le module ωl de l'angle horaire au lever ou au coucher du Soleil s'obtient en écrivant $\sin h=0$ dans la formule 3.3, ce qui conduit à :

$$\cos \omega l = -\tan L \tan \delta \quad (3.5)$$

Des diagrammes solaires peuvent également permettre une détermination rapide, en un lieu de latitude L donnée, des valeurs de a et h pour chaque heure (solaire) de la journée et chaque mois de l'année.

Ces diagrammes solaires servent à établir la durée du jour selon les mois et, connaissant l'ensoleillement quotidien moyen, de déterminer la courbe quotidienne de l'ensoleillement moyen.

Un autre usage, plus répandu, est relevé du diagramme des ombres du site d'installation d'un ensemble de modules solaires afin de :

- vérifier que le site choisi est adapté car les obstacles ne feront pas d'ombre sur les modules.
- évaluer l'impact de l'ombre sur les modules solaires au cas où il n'est pas possible de les installer dans un endroit sans ombre tout au long de l'année.

1.3. Rayonnement extraterrestre et indice de clarté

Le rayonnement extraterrestre est le rayonnement solaire avant qu'il n'atteigne la couche atmosphérique. Le rayonnement extraterrestre sur une surface horizontale H_0 , pour le jour j , est obtenu à l'aide de l'équation suivante :

$$H_0 = \frac{86400 * G_{sc}}{\pi} * \left[1 + 0,033 * \cos \left(2\pi * \frac{j}{365} \right) \right] * (\cos L \cos \delta \sin \omega_s + \omega_s \sin L \sin \delta) \quad (3.6)$$

où G_{sc} est la *constante solaire* égale à $1\,367 \text{ W/m}^2$ et où les autres variables ont été définies plus haut.

Avant d'atteindre le sol, le rayonnement solaire est atténué par l'atmosphère et les nuages. Le rapport entre le rayonnement au sol et le rayonnement extraterrestre est appelé indice de clarté (traduction littérale de l'américain *clearness index*). La moyenne mensuelle de l'indice de clarté, K_T , est définie par :

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} \quad (3.7)$$

où \bar{H} est la moyenne mensuelle du rayonnement solaire quotidien sur un plan horizontal, et \bar{H}_0 est la moyenne mensuelle du rayonnement extraterrestre sur la même surface horizontale.

Les valeurs de \bar{K}_T varient selon les endroits et les saisons et varient généralement entre 0,3 (pour des régions ou des saisons pluvieuses) et 0,8 (pour des saisons ou des climats secs et ensoleillés).

2. Calcul de l'ensoleillement sur un plan incliné

Le calcul de l'ensoleillement sur la surface d'un champ PV suivant 3 étapes à savoir :

1. calcul des ensoleillements horaires global et diffus sur une surface horizontale pour toutes les heures d'une « journée moyenne » ayant le même ensoleillement global quotidien que la moyenne mensuelle;
2. calcul des valeurs horaires de l'ensoleillement global sur la surface inclinée (ou suivieuse) pour toutes les heures de la journée; et enfin,
3. sommation de ces valeurs horaires sur la surface inclinée pour obtenir l'ensoleillement quotidien moyen sur la surface du champ PV.

2.1. Calcul de l'ensoleillement horaire global et diffus

En premier lieu, il convient donc de calculer la moyenne mensuelle de l'ensoleillement diffus quotidien $\bar{H}d$ à partir de la moyenne mensuelle de l'ensoleillement global quotidien \bar{H} et en utilisant la corrélation d'Erbs et coll.3 :

$$\frac{\bar{H}d}{\bar{H}} = 1,391 - 3,560 * \bar{K}_T + 4,189 * \bar{K}_T^2 - 2,137 \bar{K}_T^3 \quad (3.8)$$

quand l'angle horaire du soleil à son coucher pour le jour moyen du mois est inférieur à $81,4^\circ$ et :

$$\frac{\bar{H}d}{\bar{H}} = 1,311 - 3,022 \bar{K}_T + 3,427 \bar{K}_T^2 - 1,821 \bar{K}_T^3 \quad (3.9)$$

quand l'angle horaire du soleil à son coucher est supérieur à $81,4^\circ$ (la moyenne mensuelle de l'indice de clarté \bar{K}_T , est calculée à partir de l'équation 3.7).

Ensuite, l'ensoleillement quotidien moyen est réparti en valeurs horaires. Cela est réalisé grâce aux formules de Collares-Pereira et Rabl pour l'ensoleillement global :

$$r_t = \frac{\pi}{24} * (a + b \cos \omega) * \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s} \quad (3.10)$$

$$a = 0,409 + 0,5016 \sin(\omega_s - \frac{\pi}{3}) \quad (3.11)$$

$$b = 0,6609 - 0,4767 \sin(\omega_s - \frac{\pi}{3}) \quad (3.12)$$

où r_t est le rapport de la valeur horaire sur le total quotidien de l'ensoleillement global, ω_s est l'angle horaire du soleil à son coucher exprimé en radians et ω est l'angle horaire du soleil pour le milieu de l'heure pour laquelle le calcul est fait, exprimé aussi en radians; et avec la formule de Liu et Jordan pour l'ensoleillement diffus :

$$r_d = \frac{\pi}{24} * \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s} \quad (3.13)$$

où r_d est le rapport de la valeur horaire sur le total quotidien de l'ensoleillement diffus. Pour chaque heure de la « journée moyenne », H (ensoleillement global horizontal), H_d et H_b (ses composantes diffuse et directe) sont donnés par les trois formules suivantes :

$$H = r_t * \bar{H} \quad (3.14)$$

$$H_d = r_d * \bar{H}_d \quad (3.15)$$

$$H_b = H - H_d \quad (3.16)$$

2.2. Calcul de l'ensoleillement horaire dans le plan du champ PV

L'ensoleillement horaire dans le plan du champ PV, H_t , est obtenu en utilisant un modèle isotrope simple. Ce n'est pas le modèle disponible le plus précis mais il est suffisant pour une étude de pré faisabilité :

$$H_t = H_b * R_b + H_d * \left[\frac{1 + \cos \beta}{2} \right] + H * \rho * \left[\frac{1 - \cos \beta}{2} \right] \quad (3.17)$$

où ρ représente le coefficient de réflexion de lumière diffuse du sol (aussi appelé albédo du sol) et β l'inclinaison du champ PV. L'albédo du sol a été fixé à 0,2 si la température moyenne mensuelle est supérieure à 0 °C, et une valeur de 0,7 si elle est inférieure à -5 °C (une interpolation linéaire est faite pour les températures comprises entre ces deux valeurs).

R_b est l'ensoleillement direct sur le champ PV divisé par l'ensoleillement direct sur l'horizontale :

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (3.18)$$

où θ est l'angle d'incidence de l'ensoleillement direct sur le champ PV et θ_z est l'angle zénithal du soleil.

2.3. Sommation

L'ensoleillement sur le plan incliné est calculé pour toutes les heures de la journée. Le total quotidien $\overline{H_t}$ est alors obtenu par la sommation de ces valeurs horaires. Cette méthode de calcul n'est pas valable pour les mois proches de la nuit polaire. Dans ce cas-là, l'ensoleillement sur le plan incliné est considéré égal à l'ensoleillement global horizontal.

3. Modèle du champ PV

3.1. Calcul du rendement moyen

Le rendement moyen du champ η_p est fonction de la température moyenne du module T_c :

$$\eta_p = \eta_r [1 - \beta_p * (T_c - T_r)] \quad (3.19)$$

où η_r est le rendement du module à la température de référence T_r (25 °C), et β_p est le coefficient de température pour le rendement du module. T_c est reliée à la température ambiante moyenne du mois T_a par la formule d'Evans :

$$T_c = T_a + (219 + 832 \bar{K}_T) * \frac{NOCT - 20}{800} \quad (3.20)$$

où **NOCT** (Nominal Operating Cell Temperature) est la température nominale des cellules en opération et \bar{K}_T l'indice de clarté mensuel. η_r , **NOCT** et β_p dépendent du type de module PV considéré. L'utilisateur peut spécifier ces données ou pour des technologies courantes, se fier aux valeurs du **Tableau 16 (annexe A)** utilisées par défaut par le modèle.

L'équation ci-dessus n'est valable que si l'inclinaison du champ PV est optimale (c.-à-d. égale à la latitude moins la déclinaison solaire). Si l'angle est différent du maximum, la partie droite de l'équation (3.20) doit être multipliée par un facteur de correction C_f défini par :

$$C_f = 1 - 1,17 * 10^{-4} * (s_M - s)^2 \quad (3.21)$$

où s_M est l'angle d'inclinaison optimal et s l'angle d'inclinaison réel, les deux étant exprimés en degrés.

3.2. Autres corrections

L'énergie produite par le champ PV, E_p , est donnée par :

$$E_p = S * \eta_p * \bar{H}_t \quad (3.22)$$

où S est la surface du champ PV. Elle doit être réduite par les « pertes diverses du champ PV » λ_p et les « autres pertes du conditionnement de l'énergie » λ_c :

$$E_A = E_p * (1 - \lambda_p) * (1 - \lambda_c) \quad (3.23)$$

où E_A est l'énergie disponible pour la charge électrique et l'accumulateur. Le rendement total η est défini par :

$$\eta_A = \frac{E_A}{S * Ht} \quad (3.24)$$

4. Modèle en réseau

Le modèle en réseau est le plus simple. L'onduleur proposé par le modèle a une puissance tout simplement égale à la puissance nominale du champ. L'énergie disponible sur le réseau E_{disp} est l'énergie produite par le champ diminuée des pertes de l'onduleur :

$$E_{disp} = E_A * \eta_{inv} \quad (3.25)$$

où η_{inv} est le rendement de l'onduleur. En fonction de la configuration du réseau, toute cette énergie n'est pas nécessairement absorbée par le réseau. L'énergie réellement fournie est alors :

$$E_{fournie} = E_{disp} * \eta_{abs} \quad (3.26)$$

où η_{abs} est le taux d'absorption de l'énergie.

5. Modèle hors réseau

5.1. Aperçu général

Le modèle hors réseau s'intéresse aux systèmes autonomes reliés à des accumulateurs, qu'il y ait ou non un groupe électrogène.

L'énergie du champ PV peut être directement utilisée par la charge électrique ou peut être stockée dans les accumulateurs avant d'alimenter la charge. La charge restante est fournie par le groupe électrogène s'il y en a un. Les systèmes hybrides et autonomes ne diffèrent entre eux que par la présence du groupe électrogène qui fournit la partie de la charge qui n'est pas assurée directement ou indirectement par le photovoltaïque.

5.2. Calcul de la charge électrique

5.2.1. Demande équivalente en courant continu (CC)

L'utilisateur indique la demande totale en (CC), D_{CC} , et la demande totale en courant alternatif (CA), D_{CA} ; elles s'expriment en kWh/j. La demande d'énergie en CA est convertie en énergie équivalente CC en la divisant par le rendement de l'onduleur.

Ainsi, la demande équivalente totale en CC, $D_{CC, equ}$ est donnée par :

$$D_{CC, equ} = D_{CC} + \frac{D_{CA}}{\eta_{inv}} \quad (3.27)$$

où η_{inv} est le rendement de l'onduleur.

5.2.2. Types de charges

Une attention particulière doit être portée sur la relation entre la charge et l'ensoleillement. Dans certains cas, une partie de la demande énergétique peut être directement assurée par le système PV sans que l'énergie ne traverse les accumulateurs (ceci a des conséquences importantes en termes d'énergie produite par le système. En effet, les pertes dans la batterie d'accumulateurs peuvent alors être négligées). Pour savoir quelle partie de la demande énergétique peut être directement assurée par l'énergie solaire, on utilise la corrélation entre la demande électrique et l'ensoleillement qui est notifiée par l'utilisateur :

Positive. C'est le cas, par exemple, d'un ventilateur relié directement au module PV; le ventilateur fonctionne uniquement quand il y a de l'énergie solaire (le cas du pompage de l'eau serait aussi dans cette catégorie);

Nulle. Ce cas est concerné les charges constantes, c'est-à-dire identique tout au long de la journée. Ceci nécessite l'utilisation d'accumulateurs. La protection cathodique ou les systèmes de monitoring en sont des exemples; et

Négative. Dans ce cas, toute l'énergie passe à travers les accumulateurs avant d'être transmise à la charge. Cela inclut tous les cas de figure qui ne sont pas décrits dans les corrélations Positive et Nulle. Notons que les charges à utilisation intermittente au cours de la journée (comme un réfrigérateur) tombent aussi dans cette catégorie.

Le résultat final de ce calcul est une subdivision de la demande d'énergie électrique équivalente en CC en trois composantes :

$$D_{cc, equ} = D_{coïncid} + D_{cons\ tan\ te} + D_{accus} \quad (3.28)$$

- $D_{coïncid}$ est la partie « coïncidente » de la demande, c'est-à-dire la partie de la demande qui peut être directement assurée par les modules PV, uniquement quand il y a assez d'énergie produite;
- $D_{constante}$ est la partie de la demande qui reste constante tout au long de la journée; et
- D_{accus} est la partie de la demande qui sera assurée surtout par les accumulateurs.

Notons que $D_{constante}$ peut être directement assurée par les modules PV (pendant le jour lorsque l'ensoleillement est suffisant) ou par les accumulateurs (la nuit ou lorsque l'ensoleillement est insuffisant). La méthode utilisée pour son calcul est décrite dans la section suivante. Elle fait appel à la notion de puissance critique P_{crit} définie par :

$$P_{crit} = \frac{D_{cons\ tan\ te}}{24} \quad (3.29)$$

où $D_{constante}$ est exprimée en Wh et P_{crit} en W.

5.3. Méthode du potentiel d'utilisation

Comme exposé dans la Section 5.2, une partie ou la totalité de la demande d'énergie peut être constante. L'objectif de cette section est de trouver quelle proportion de cette charge constante peut être assurée directement par le champ PV, sans être d'abord stockée dans les accumulateurs. La méthode du potentiel d'utilisation (utilisability method) permet ce calcul; elle est brièvement résumée ici.

5.3.1. Moyenne mensuelle du potentiel quotidien d'utilisation

Un niveau d'ensoleillement critique I_{Tc} , défini comme le niveau d'ensoleillement minimum qui doit être dépassé pour que le champ PV produise plus d'énergie que la quantité immédiatement appelée par une charge continue, est :

$$I_{Tc} = \frac{P_{crit}}{\eta_A * S} \quad (3.30)$$

où P_{crit} est la puissance critique, η_A le rendement total du champ PV et S sa surface.

La moyenne mensuelle du niveau d'ensoleillement critique \bar{X}_c , est définie comme le rapport du niveau critique d'ensoleillement sur le niveau d'ensoleillement à midi. On considère ici une journée du mois pour laquelle l'ensoleillement quotidien est le même que la moyenne mensuelle.

\bar{X}_c est alors égal à :

$$\bar{X}_c = \frac{I_{Tc}}{r_{t,n} * R_n * \bar{H}} \quad (3.31)$$

$r_{t,n}$, et R_n sont des paramètres à déterminer. Finalement, la moyenne mensuelle du potentiel quotidien d'utilisation $\bar{\phi}$ est donnée par la formule ci-dessous qui se base sur le fait que : au cours d'un mois, pour tous les heures et les jours, les ensoleillements incidents sur la surface des capteurs qui sont supérieurs à un niveau critique sont additionnés puis divisés par l'ensoleillement mensuel :

$$\bar{\phi} = \exp\left\{\left[a + b * \frac{R_n}{\bar{R}} \right] * (\bar{X}_c + c\bar{X}_c^2)\right\} \quad (3.32)$$

avec:

$$a = 2,943 - 9,271\bar{K}_T + 4,031\bar{K}_T^2 \quad (3.33)$$

$$b = -4,345 - 0,306\bar{K}_T - 3,602\bar{K}_T^2 \quad (3.34)$$

$$c = -0,170 - 0,306\bar{K}_T + 2,936\bar{K}_T^2 \quad (3.35)$$

où \bar{R} est expliqué ci-dessous et \bar{K}_T est la moyenne mensuelle de l'indice de clarté.

5.3.2. Paramètres de calcul

Les paramètres qui apparaissent dans les équations (3.31) et (3.32) sont :

\bar{R} , le rapport mensuel de l'ensoleillement dans le plan des capteurs sur celui d'une surface horizontale $\bar{R} = \frac{\bar{H}_t}{\bar{H}}$;

R_n , le rapport pour le midi solaire de l'ensoleillement sur une surface inclinée sur celui d'une surface horizontale pour une journée moyenne du mois considéré. Il est donné par :

$$R_n = \left[1 - \frac{r_{d,n} * H_d}{r_{t,n} * H} \right] * R_{b,n} + \frac{R_{d,n} * H_d}{R_{t,n} * H} * \left[\frac{1 + \cos \beta}{2} \right] + \rho_g * \left[\frac{1 - \cos \beta}{2} \right] \quad (3.36)$$

où $r_{t,n}$, et $r_{d,n}$, sont respectivement le rapport de l'ensoleillement total horaire sur l'ensoleillement total quotidien et le rapport de l'ensoleillement diffus horaire sur l'ensoleillement diffus quotidien, les deux étant exprimés pour le midi solaire.

Cette formule est établie pour une « journée moyenne du mois », c'est-à-dire une journée pour laquelle l'ensoleillement global quotidien H est égal à la moyenne mensuelle de l'ensoleillement global quotidien \bar{H} ; H_d est la moyenne mensuelle de l'ensoleillement diffus quotidien pour une « journée moyenne », ρ_g est l'albédo du sol moyen, et β est l'inclinaison des capteurs

$r_{t,n}$, est calculé par l'équation de Collares-Pereira et Rabl, écrite pour le midi solaire (équation 3.10 avec $\omega=0$); et

$r_{d,n}$, est calculé grâce à l'équation de Liu et Jordan, écrite pour le midi solaire (équation 3.13 avec $\omega=0$).

5.3.3. Répartition des quantités d'énergie

L'énergie produite directement pour alimenter la charge constante est simplement :

$$E_{const} = (1 - \phi) * E_A \quad (3.37)$$

où E_A est l'énergie disponible du champ PV; et l'énergie fournie pour alimenter la charge coïncidente est :

$$E_{coincid} = \min(D_{coincid}, E_A - E_{const}) \quad (3.38)$$

L'énergie fournie directement à la charge est donc :

$$E_D = E_{const} + E_{coincid} \quad (3.39)$$

et l'énergie fournie aux accumulateurs est :

$$E_A - E_D \quad (3.40)$$

Chapitre IV : Dimensionnement du système photovoltaïque

Le dimensionnement est un aspect fondamental de la conception du système. C'est l'ensemble des opérations nécessaires, une fois la consommation de l'installation connue, pour déterminer les dimensions optimales du générateur photovoltaïque et du système d'accumulation capable de garantir cette consommation.

Dans cette partie il y a deux paramètres particulièrement importants : connaître le rayonnement incident sur le système et déterminer avec précision la consommation. Certes, il est difficile de connaître exactement ces données, mais il existe différentes méthodes de calcul approximatif qui permettent de déterminer les dimensions des panneaux pour pouvoir couvrir les besoins en consommation d'une localité concrète. Ces méthodes ont pour point de divergence le choix de l'angle d'inclinaison des panneaux.

Comme l'installation est prévue pour fonctionner toute l'année et que le lieu a une latitude de $16^{\circ}25'$ qui est inférieur à 20° , nous adopterons une inclinaison β de 15° .

Les méthodes de dimensionnement présentées ci-dessous sont élaborées par « RETScreen International », logiciel d'aide à la décision sur les énergies propres développé par le gouvernement canadien. Il est gratuit et est disponible au niveau du site www.etscreen.net.

Pour les systèmes autonomes, la taille du champ est déterminée de façon à ce que sa puissance définie au deuxième paragraphe du chapitre III soit supérieure à 1,2 fois la demande énergétique pour tous les mois de l'année.

1. Rayonnement et charge

1.1. Le rayonnement global direct

Le rayonnement reçu par un site est souvent donné sous forme de rayonnement global sur une unité de surface horizontale. Dans notre cas nous avons, dans le **tableau 1**, la moyenne mensuelle des rayonnements globaux mensuels en kWh/m^2 de 10 années en l'occurrence de 1995 à 2005.

1.2. La charge

Les données relatives à la charge sont des informations détaillées sur les appareils et les équipements à desservir : leur nombres, la puissance nominale, la tension nominale et le temps de fonctionnement quotidien de ces appareils.

Toutes ces caractéristiques ont été calculées ou définies dans la partie relative au dimensionnement de l'entrepôt et le **tableau 17 de l'annexe A** n'est rien d'autre qu'un tableau récapitulatif des données déjà obtenues.

Il est à noter que les résistances de dégivrage ne fonctionnent pas simultanément avec le groupe de condensation car lors du dégivrage le moteur du compresseur est arrêté. Ainsi la charge maximale est la somme de la puissance des moteurs des ventilateurs d'évaporateur et la puissance du groupe de condensation, donc :

$$P_t = 4610 + 435 = 5045 \text{ W}$$

L'installation étant prévue pour faire fonctionner un entrepôt frigorifique dont la puissance à consommer a été maximisé, nous considérons la charge comme étant constante toute l'année et sur chaque mois.

Ainsi notre hypothèse de base est que l'installation fonctionne en continue toute l'année c'est à dire 12 mois avec la même charge constante donc comme précité ci-dessus. Ainsi, la relation charge rayonnement est plus défavorable au mois décembre où :

$$G = 4,76 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{jour}.$$

Il est à noter que pour le dimensionnement des panneaux solaires, il est préférable de raisonner en énergie et non en puissance. L'énergie absorbée par l'installation dépend non seulement de la puissance requise par les appareils, mais aussi de la durée et de la fréquence d'utilisation. Il s'exprime en wattheures (Wh) pour une période donnée (par jour, mois ou année).

On le définit comme étant la puissance multipliée par le nombre d'heures durant lequel l'appareil est utilisé au cours de cette même période. Notre installation aura à fonctionner 20 heures par jour. L'énergie absorbée journalièrement s'exprime par :

$$Ea = Pt * \tau_f \quad (4.1)$$

$$\tau_f = 20 \text{ heures/jour}$$

$$Ec = 5,045 * 20$$

$$Ec = 100,9 \text{ kWh/j}$$

2. Calcul du rayonnement global solaire reçu par une surface inclinée sur le site

Ensemble, les données du rayonnement du site et l'angle d'orientation des panneaux seront utilisés pour déterminer le rayonnement solaire global incliné reçu par les panneaux c'est-à-dire $G(\beta)$.

Pour calculer les caractéristiques du système photovoltaïque nous utilisons le rayonnement moyen global pendant le pire mois ; obtenu à travers RETScreen (Voir **tableau 21 annexe A**) est égal à :

$$G = 5,53 \text{ KW/m}^2 \cdot \text{jour}$$

Après l'obtention du rayonnement moyen global pouvant être reçu par un panneau placé sur ce site pendant le pire mois, on peut entamer le dimensionnement du générateur photovoltaïque.

3. Le générateur photovoltaïque

Le générateur photovoltaïque représente le cœur du système solaire photovoltaïque. Il est constitué de modules photovoltaïques interconnectés pour produire du courant continu.

3.1. Choix d'un module photovoltaïque

Les caractéristiques des modules photovoltaïques sont données en fonction de la normalisation internationale à savoir :

- d'un rayonnement solaire de $1 \text{ kW} / \text{m}^2$,
- d'une température interne des cellules ou ambiante de 25°C ,
- d'un spectre du rayonnement AM 1.5

Les caractéristiques électriques d'un module photovoltaïque les plus importantes sont le courant de court-circuit, la tension de circuit ouvert et le point de fonctionnement maximal en fonction du rayonnement et la température du lieu. Ces caractéristiques sont données par des tableaux ou des diagrammes par les fabricants cependant en général une actualisation s'impose.

Notre choix se porte sur un module spécifié PW6 230 de marque PHOTOWATT. Ces spécifications sont dans le **tableau 18 (annexe A)**.

3.2. Estimation de la puissance réelle des modules

Quoi qu'il en soit, la puissance moyenne réellement fournie par un module est toujours très inférieure à sa puissance nominale, car même les conditions nominales des normes internationales sont très optimistes par rapport aux situations réelles.

Il existe plusieurs façons d'organiser le calcul de prédimensionnement.

Si l'on souhaite obtenir comme résultat du calcul une surface plutôt qu'un nombre de modules, un calcul intéressant est celui du rendement nominal des modules utilisés. Pour cela, il suffit de diviser leur puissance nominale par la puissance solaire reçue dans des conditions nominales, c'est-à-dire la valeur nominale du rayonnement multipliée par la surface du module. Le rendement ainsi calculé est, pour de bons modules commerciaux actuels, de l'ordre de 13%.

Dans le second cas, pour obtenir une estimation de la puissance ou de l'énergie fournie par module, il suffit d'effectuer une règle de trois en divisant la puissance obtenue par l'éclairement normalisé, puis en multipliant le résultat par la puissance ou l'énergie du rayonnement (par unité de surface).

Ce qui se traduit par la formule suivante :

$$Pr_m = P_{nm} * \frac{G(\beta)}{G_n} \quad (4.2)$$

P_{rm} désigne la puissance réelle des modules

P_{nm} désigne la puissance normalisée des modules

G_n est le rayonnement normalisé.

Dans les conditions normalisées les modules reçoivent un rayonnement de 1 kW/m². Dans notre cas la puissance obtenue dans les conditions normalisées est de 230 Wc. L'énergie du rayonnement est de 2,124 kWh/m².jour. Sachant que pendant le mois de décembre le temps de réception des modules est de 7,1 heures, la puissance rayonnée est de 2,124/7,1 kW/m². Ainsi on a :

$$Pr_m = 230 * \frac{5,53}{7,1 * 1}$$

$$Pr_m = 179,14 \text{ Wc}$$

La puissance réelle que fournissent les modules est de 179,14 Wc.

3.3. Approximation du nombre total de modules

L'énergie que va consommer quotidiennement l'installation est de 100900 Wh.

Ainsi un COEFFICIENT de perte F est à considérer. Les pertes sont inhérentes à tout processus de conversion d'énergie. Les systèmes photovoltaïques doivent fournir toute l'énergie y compris celle qui est perdue.

Ces pertes ont plusieurs origines,

- pertes par accumulation de poussière sur le panneau...
- pertes (chutes de tension) dans le câblage et les équipements de conditionnement de l'énergie.
- pertes dues aux batteries.

Une bonne estimation de F est de l'ordre de 20%.

Ainsi l'énergie totale fournie par les modules est égale à l'énergie que l'installation va absorber majorée de 20%. Donc :

$$E_{fc} = \frac{100900}{0,8} = 126125 \text{ Wh.}$$

Sachant qu'au Sénégal un watt crête équivaut à 4 wattheures et que pendant le pire mois l'installation recevra du rayonnement pendant 7,1 heures, nous pouvons estimé le nombre de modules requis par l'installation :

$$NTPI = \frac{E_c}{E_{rp}} = \frac{126125}{179,14 * 4} \quad (4.3)$$

$$NTPI = 177 \text{ modules}$$

RETScreen nous donne 170 modules au lieu de 177 voir photo ci-dessous.

Base de données de produits

Type de module PV : poly-Si

Région : Afrique

Fournisseur : Photovatt

Modèle : PW 6-230

Rendement nominal du module PV (%) : 12,3%

Puissance nominale du module : 230

Nombre de modules PV : 170

Puissance nominale du champ PV : 39,10

Information sur le fournisseur | Autres informations

Tension (@ puissance maximale) (Volts): 34,9
 Courant (@ puissance maximale) (Amps): 6,4
 Tension (circuit ouvert) (Volts): 43,6
 Courant (court circuit) (Amps): 7,2
 Surface totale (m2): 1,87
 Épaisseur du module (mm): 45
 Largeur (mm): 988
 Longueur (mm): 1 889
 Poids (kg): 26
 Certification:

Dernière modification: 2005/06/01

Figure 10.1 : Caractéristiques et nombre de modules PW 6-230 selon RETScreen.

3.4. Le nombre de modules en série

Le nombre de modules connectés en série N_s dépend de la tension de l'installation par l'intermédiaire des convertisseurs. Il est déterminé par la tension continue nominale d'entrée des convertisseurs V_{ec} et tension nominale des modules V_n par la formule :

$$N_s = \frac{V_{ec}}{V_n} \quad (4.4)$$

V_{ec} est déterminée par le choix du convertisseur.

Choix du convertisseur

Notre choix se porte sur un convertisseur de marque SOLARGIE présentant les caractéristiques mentionnées dans le **tableau 19 (voir annexe A)**.

$$V_{ec} = 24 \text{ V}$$

$$N_s = \frac{24}{24}$$

$N_s = 1$ module en série.

3.5 Le nombre de chaînes en parallèle

Le nombre de chaînes désigne le nombre de modules en série. Pour disposer du courant total que la charge aura besoin pour fonctionner, nous serons obligés de connecter des chaînes en parallèle.

$$N_p = \frac{170}{1} = 170 \text{ modules en parallèle.}$$

4. Dimensionnement des onduleurs

L'utilisation de l'énergie produite par le système photovoltaïque n'est possible que grâce à la conversion du courant continu délivré par les modules en courant alternatif.

Ayant des charges différentes, il nous est impossible de choisir un onduleur figé. Le choix d'un onduleur dépend entre autre de la puissance de la charge. Nous disposons d'une charge triphasée et de deux charges monophasées.

4.1 Choix des onduleurs pour la charge triphasée

Pour avoir la configuration triphasée, nous choisissons 3 onduleurs monophasés. La figure ci-dessous illustre l'installation.

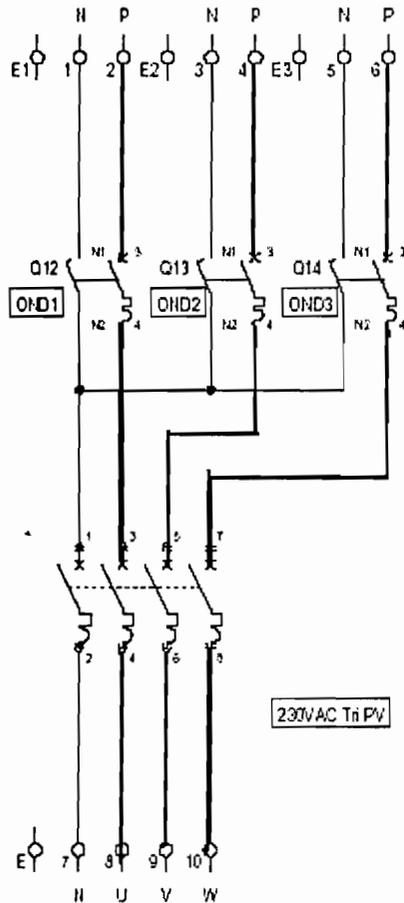


Figure 10.2 : Couplage de 3 onduleurs pour avoir du courant triphasé.

Nous choisissons les onduleurs de marque SOLARGIE. En effet, ce type de convertisseur est spécialement conçu pour les sites isolés. Il permet le raccordement d'une ou de deux branches de modules DC et une sortie AC. Ils ont un rendement maximum supérieur à 93%. Ce type protège le système contre les courts-circuits, surconsommations, surtensions, températures excessives et inversions de polarités.

La puissance du groupe de condensation est de 4600 W. Le groupe a besoin d'un courant 11,02 A pour fonctionner.

Le courant maximal admissible par le convertisseur doit être supérieur à 11,02 A. Ainsi nous choisissons le convertisseur ci-dessous qui a pour courant maximal :

$$I_{mc} = \frac{3000}{230} = 13,04 \text{ A}$$

4.2. Choix d'un onduleur pour le dégivrage et les moteurs des ventilateurs

Les résistances de dégivrage ainsi que les moteurs des ventilateurs fonctionnent avec du courant monophasé. La somme de leur charge est de 2295 W et celle de leur courant 10,45 A. Il est à noter que la somme réelle des 2 courants est moins que cela car il y'aura des angles de déphasage à considérer, mais nous avons délibérément opter de dimensionner avec cette intensité.

L'intensité de 10,45 étant proche de 11,02 nous conservons le même type d'onduleur.

5. Dimensionnement du parc des batteries d'accumulateurs

5.1. Choix du type de batteries

D'après les catalogues que nous détenons nous avons vu que les batteries 12 V/ 100 Ah étaient plus abordables et plus disponibles ainsi nous en avons choisi une marque portant les caractéristiques mentionnées dans le **tableau 20 (annexe A)**.

5.2. Calcul du nombre de batteries nécessaire

Le nombre d'heure de fonctionnement du système solaire pendant le pire mois est 7,1. Ainsi le restant des 20 heures doit être assuré par des accumulateurs. Une autonomie supplémentaire est nécessaire pour que l'installation puisse fonctionner même en cas d'intempéries.

Approximativement considérons une autonomie d'une journée c'est-à-dire 20 heures. Par conséquent les accumulateurs devront être dimensionnés en considérant un temps de 33 heures d'autonomie. Ainsi on a :

$$Eb = 5,045 * 33$$

$$Eb = 166,485 \text{ kWh}$$

$$Eb = 13873,75 \text{ Ah}$$

Avec une considération de 85% de rendement RETScreen nous donne un parc de 13657 Ah soit un nombre de 164 batteries 12 V/ 100 Ah.

CONCLUSION PARTIELLE

Au-delà du module qui porte les cellules exposées au soleil, l'exploitation de l'électricité photovoltaïque passe par des systèmes dont le développement futur nécessite, pour chaque composant, un effort de recherche pour améliorer son économie et sa fiabilité.

C'est particulièrement vrai du chaînon essentiel que constitue le stockage, la contrainte principale pesant sur la filière étant la nécessité de stocker l'électricité entre les périodes d'ensoleillement.

Ceci explique notre grande quantité de batteries. D'ailleurs cette quantité est calculée pour une autonomie supplémentaire d'un jour seulement alors qu'en général une autonomie supérieure est considérée.

Après le dimensionnement de toutes ces installations une étude financière s'impose.

PARTIE C : EVALUATION FINANCIERE

Chapitre 1 : Calcul des coûts disponibles

1.1. Coûts d'investissement de l'installation frigorifique

1.1.1. Coût de l'évaporateur choisi (C_{ev})

Evaporateur MUC					
1 Euro	P.U HT (Euro)	P.U TTC (Euro)	Nombre	P.U TTC (CFA)	P.T TTC (CFA)
656	1928,4	2306,4	1	1 512 993	1 512 993

1.1.2. Coût du groupe de condensation choisi (C_{gc})

Groupe de condensation					
1 Euro	P.U HT (Euro)	P.U TTC (Euro)	Nombre	P.U TTC (CFA)	P.T TTC (CFA)
656	5423,55	6486,64	1	4 255 233	4 255 233

1.2. Coûts d'investissement de l'installation solaire

1.2.1. Coût des modules choisis (C_{mod})

Une étude de marché pour savoir à peu près le coût du watt crête au Sénégal a été faite, ainsi le tableau ci-dessous contient les prix de quelques modules de marque PHOTOWATT qu'on a trouvé chez AFRIWATT.

Désignation	P.U HTVA	P.U HT /Wc	P.U TTC	P.U TTC /Wc
Modules 55Wc/12V	203389	3697,98182	240000	4363,63636
Modules 60Wc/12 V	211864	3531,06667	250000	4166,66667
Modules 70 Wc/12 V	271186	3874,08571	320000	4571,42857
Modules 80 Wc/12 V	279661	3495,7625	330000	4125
PRIX MOYEN/ Wc		3649,72417		4306,6829

Tableau : Quelques prix de modules de marque PHOTOWATT

Module 230 Wc				
Wc	Prix 1 Wc (CFA)	Prix unitaire (CFA)	Nombre module	Prix total (CFA)
230	4500	1035000	170	175.950.000

1.2.2. Coût des onduleurs (C_{ond})

Selon le site <http://perso.orange.fr/energies-nouvelles-entreprises/consult.htm> nous avons les prix suivants :

Convertisseurs 24V/220V 3000W					
1 Euro en CFA	P.U HT (Euro)	P.U TTC (Euro)	Nombre	P.U TTC (CFA)	P.T TTC (CFA)
656	1827,22	2 185,36	4	1 433 596	5 734 385

1.2.3. Coût des batteries (C_{batt})

Batteries étanche 12V 100 Ah					
1 Euro en CFA	P.U HT (Euro)	P.U TTC (Euro)	Nombre	P.U TTC (CFA)	P.T TTC (CFA)
656	209,68	250,78	164	164 512	26 979 916

1.3. Total des coûts à notre disposition (C_{td})

Total des coûts à notre disposition	
C_{mod}	175 950 000
C_{ond}	5 734 385
C_{batt}	26 979 916
C_{ev}	1 512 993
C_{gc}	4 255 233
C_{td}	214 432 526

$$C_{td} = 214.432.530 \text{ FCFA}$$

RECOMMANDATIONS ET PERSPECTIVES

Le projet dans sa globalité est à achever. Seuls les organes principaux d'une installation frigorifique aussi bien que d'un système solaire ont été dimensionnés. Cependant pour que l'installation puisse fonctionner dans les conditions optimales d'autres appareils tels que les organes annexes concernant la partie frigorifique, les organes de régulation de commande et de surveillance concernant la partie solaire sont à dimensionner ou à choisir dans des catalogues appropriés.

Egalement, la partie étude financière est à terminer car un projet ne peut être entamer sans que l'on que l'on est une information sûre sur sa rentabilité.

Ceux ci nous conduit à dire que cette étude de conception n'est qu'une étude de pré faisabilité nous permettant d'appréhender la partie énergétique du projet.

Ainsi, nous projetons une étude détaillée des différentes parties du projet ainsi qu'une étude de marché pour pouvoir fixer le coût du produit mais aussi chercher toutes les informations nécessaires à une étude de rentabilité.

BIBLIOGRAPHIE ET WEBLIOGRAPHIE

[1] <http://cosweb.larc.nasa.gov/sse/RETScreen/>

[2] Fascicule cours de froid DUT (2002-2003)

Youssef Mandiang (Professeur à l'ESP)

[3] Guide pratique de l'isolation frigorifique

G. BALLOT

PYC-EDITION-PARIS 1972

[4] www.eieretsher.org/cours/techniques_frigorifiques/cours_tf_ts2_ch8.html

[5] Réfrigération ; Notes de référence (1)

R. LOISELLE

Janvier, 1972

[6] <http://www.friga-bohn.com/pages/acrobat/F/MUC-LUC.pdf>

[7] <http://www.friga-bohn.com/pages/acrobat/F/MAXICLIMA.pdf>

[8] http://www.photowatt.com/products/pdf_products/PDF_PRODUCTS_93.pdf

[9] http://www.solargie.com/download/Onduleurs_sinus.pdf

[10] <http://www.solargie.com/download/Batteries.pdf>

[11] Ingénierie des systèmes solaires, applications à l'habitat

A.-A. SFEIR et G. GUARRACINO

Technique et documentation, PARIS, 1981.

[12] Installations frigorifiques et de pompes à chaleur pour ingénieurs mécaniciens 8^{ème} semestre

Professeur J.CI.CIANOLA

Ecole polytechnique fédérale de Lausanne, 1983.

[13] Solar electricity

Tomas Markvart

UNESCO 1994.

[14] Technologies des installations frigorifiques 8^{ème} édition

Pierre RAPPIN et Patrick JACQUARD

DUNOD, PARIS, 2004.



ANNEXES

ANNEXE A : Les tableaux

Nature des denrées	Degré hygrométrique	Tendance à l'assèchement	Mouvement de l'air	Conservation courte durée	Conservation longue durée
Poisson congelé					- 1°C et en dessous
Poisson frais	90	B	V	0°/+1°C	
Poisson sous glace	90	B		0°/+2°C	0°/+1°C

B – bonne et V – ventilé

Tableau 2 – Conservation du poisson [2]

Coté externe de la paroi	$\frac{1}{h_e}$	Coté interne de la paroi	$\frac{1}{h_i}$
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 3 – Résistances thermiques superficielles $1/h_e$ et $1/h_i$ en $m^2.K/W$ des parois d'un chambre froide. [2]

	Fibre de verre	Polystyrène	Polyuréthane
Coefficient de conductibilité thermique λ (W/m°C)	0.03	0.03	0.024

Tableau 4 : Coefficients de conductibilité thermique de quelques isolants utilisés pour les murs des chambres froides. [2]

Epaisseur d'isolant mm	Coefficient K W/m ² .K	Ecart de température conseillé K	Utilisation jusqu'à environ °C
50	0,39	20	- 4
75	0,26	34	-10
100	0,19	45	- 20
125	0,15	56	- 30
150	0,13	70	- 45

Tableau 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.[2]

Epaisseur d'isolant mm	Coefficient K W/m ² .K	Epaisseur d'isolant mm	Coefficient K W/m ² .K
60	0,32	160	0,12
80	0,24	180	0,11
100	0,19	200	0,10

Tableau 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 revêtements métalliques.[2]

Denrée concernée	d_e kg/m ³	Conditionnement
Poisson, en saumure	350	Tonneaux
Harengs	800	Tonneaux
Morue salée	600	Caisses
Sardines	900	tonneaux

Tableau 7 – Densité d’entreposage des poissons [2]

Type d’entreposage	η_o
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à faible rotation.	0,65 0,70
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide.	0,450,50
Entreposage de marchandises congelées palettisées à faible rotation.	0,750,80
Entreposage de marchandises congelées palettisées à rotation rapide.	0,500,60

Tableau 8 – Coefficient d’occupation du sol d’une chambre froide en fonction du type d’entreposage des marchandises.[2]

Température de la chambre froide	Chaleur dégagée par personne par heure q en (Wh/h)		
	Travail dur	Travail moyen	Travail léger
+10°C	372	244	186
+7°C	372	250	198
+4°C	372	256	209
+2°C	372	267	221
0°C	372	273	233
-7°C	384	314	279
-12°C	395	337	291
-18°C	407	372	326
-23°C	419	407	349

Tableau 10 – Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne relativement à son activité dans une chambre froide.

Type de chambre froide		Nombre et durée des périodes de dégivrage en min/d
Groupe I	Chambre froide de produits congelés.	2 x 60 min/d
	Chambre froide sans chauffage.	
Groupe II	Chambre de saumurage	4 x 20 min/d
	Resserre à viande	
Groupe III	Chambre froide à fruits et légumes.	3 x 20 min/d
	Chambre froide à produits laitiers.	

Tableau 11 : Nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambre froide. [2]

Code produit	Prix unitaire HT (€)	Désignation	Tension Mono/Tri	Puissance frigorifique (kW) R404A $\Delta T=8\text{ K}$	Dimensions l x pf x h (mm)	Φ raccords	
						entrée	sortie
77104	1367,97	MUC420R	M	4,94	1220x456x400	D 1/2"	3/4"
77105	1690,10	MUC520R	M	5,89	1220x456x464	D 1/2"	3/4"
77106	1928,40	MUC620R	M	7,17	1650x456x400	D 1/2"	7/8"
77112	2062,99	MUC640R	M	8,23	1990x456x400	D 1/2"	7/8"
77113	2343,21	MUC660R	M	9,65	2340x456x400	D 7/8"	7/8"

Code produit	Ventilateur						Dégivrage électrique		Poids net (kg)
	Nbre	Φ (mm)	Proj. d'air (m)	Débit d'air (m ³ /h)	Puis. Totale (W)	Imax (A)	Puis. Totale (W)	Itot (A)	
77104	2	300	12	2561	290	1,95	1320	6,0 (230V)	33
77105	3	300	12	3250	435	1,95	1560	7,1 (230V)	45
77106	3	300	12	3694	435	1,95	1860	8,5 (230V)	46
77112	3	300	12	3264	435	1,95	2550	3,7 (400V)	58
77113	3	300	12	3486	435	1,95	3150	4,6 (400V)	70

Tableau 12 : Caractéristiques des évaporateurs cubiques FRIGA-BOHN de série MUC.[6]

Type	Vitesse de rotation (tr/mn)	Volume balayé (m ³ /h)	Applications	Régulation de puissance
Hermétique	3000	0.6 à 95	Froid ménager Froid commercial Climatisation	Moteur à deux vitesses
Semi hermétique	1500	3 à 180	Froid commercial Semi industriel	Hors service des cylindres
Ouvert	500 à 1800	0.81 à 1700	Froid commercial Semi industriel Froid Industriel	Hors service des cylindres Ouverture forcée des clapets BP

Tableau 13 : Caractéristiques des compresseurs à pistons suivant les différentes associations motrices – compresseur.

SPLIT SYSTEM MAXI CLIMA H	P33A MUC320R	P41A MUC620R	P51A MUC780R
Prix (€ HT)	5082,25	5423,55	6415,88
Puiss.(W)	5530	7210	8220
Puiss. absorbée (W)	3760	4610	5970
I max absorbé (A)	8,8	11,02	13,6
Dimensions groupe Larg. x prof x haut.	1350x550x1060	1350x550x1060	1350x550x1060
Raccords entrée/sortie	7/8'' – 1/2''	7/8'' – 1/2''	1''1/8 – 1/2''
Dimensions évaporateur Larg. x prof x haut	1220x456x454	1650x456x400	1650x596x495
Raccords entrée/sortie	D1/2'' – 3/4''	D1/2'' – 7/8''	D7/8'' – 1''1/8
Poids net (kg) gpe/evap	160/44	175/45	175/65

Tableau 14 : Caractéristiques d'un groupe de condensation MAXI-CLIMA de FRIGA-BOHN.[7]



Détendeurs à impulsions d'ouverture Série EX2

Orifices restricteurs interchangeables

Description

- L'étanchéité du siège supprime le besoin d'une vanne solénoïde liquide
- Le noyau plongeur amortit les coups de bellier
- Plage de régulation étendue de 10% ... 100%
- Un seul corps et 6 orifices restricteurs couvrant 7 capacités, jusqu'à 17,2 kW (R 22)
- Compatible avec les fluides courants (CFC, HCFC, HFC).
- Disponible avec raccords brasés ODF
- Utilisation de bobines ALCO standard (à commander séparément)
- Longue durée de vie, grande fiabilité



Tableau des détendeurs à impulsions

Description	Type	Code No	Puissance Q_n à 100 % d'ouverture (kW)				
			R 134a	R 22	R 404A	R 507	R 407C
10 mm entrée / 12 mm sortie	EX2-M00	801 091	13,3	17,2	12,1	12,1	18,7
3/8" entrée / 1/2" sortie	EX2-I00	801 090					
Restricteur N° 4	EXO-004	801 089	8,5	10,9	7,7	7,7	11,8
Restricteur N° 3	EXO-003	801 088	5,6	7,2	5,1	5,1	7,8
Restricteur N° 2	EXO-002	801 087	3,3	4,3	3,0	3,0	4,7
Restricteur N° 1	EXO-001	801 086	2,5	3,2	2,3	2,3	3,5
Restricteur N° 0	EXO-000	801 085	1,2	1,6	1,1	1,1	1,7
Restricteur N° X	EXO-00X	801 084	0,7	0,9	0,6	0,6	1,0
Bobines 24 VAC 50-60HZ (10W)	ASC	801 052	Pour l'utilisation avec le régulateur ALCO EC2 (voir page 57)				

Tableau 15 : Le détendeur thermostatique choisi (EXO-004)

Type du module	η_r (%)	NOCT (°C)	β_p (%/°C)
Si mono-cristallin	13,0	45	0,40
Si poly-cristallin	11,0	45	0,40
Si amorphe	5,0	50	0,11
CdTe	7,0	46	0,24
CuInSe ₂ (CIS)	7,5	47	0,46

Tableau 16 : Caractéristiques du module PV pour des technologies courantes.

	Ventilateur d'évaporateur	Résistance de dégivrage	Groupe de condensation
Nombre	3	kit	bloc
Intensité totale nominale	1,95 A	8,5 A	11,02 A
Tension nominale	230 V	230 V	400 V
Puissance totale nominale par appareil	435 W	1860 W	4610 W

Tableau 17 : Caractéristiques de la charge électrique

CARACTERISTIQUES ELECTRIQUES			
PW6-230		24 V Configuration	12 V Configuration
Puissance typique	W	230	230
Puissance minimale	W	223	223
Tension à la puissance typique	V	34,9	17,45
Intensité à la puissance typique	A	6,6	13,2
Intensité de court circuit	A	7,2	14,4
Tension en circuit ouvert	V	43,6	21,8
Tension maximum du circuit	V	1000V DC	
Coefficients de température		$\alpha = -2,085 \text{ m A/}^\circ\text{C}$; $\beta = -58 \text{ m V/}^\circ\text{C}$; $\gamma \text{ P/P} = -0,43 \text{ \%/}^\circ\text{C}$	$\alpha = -4,17 \text{ m A/}^\circ\text{C}$; $\beta = -79 \text{ m V/}^\circ\text{C}$; $\gamma \text{ P/P} = -0,43 \text{ \%/}^\circ\text{C}$
Specifications de puissance à 1000 W/m ² : 25°C : AM 1,5			

Tableau 18 : Caractéristiques des modules PHOTOWATT choisi [8]

Désignation : ONDULEUR SINUS 1600VA 24V PARALLELISABLE

CARACTERISTIQUES	
PHYSIQUES	
Longueur	362 mm
Largeur	258 mm
Epaisseur	218 mm
Poids	12 kg
ELECTRIQUES	
Tension d'entrée nominale	24 V (19,5 à 33V)
Tension de sortie	230V +/- 2% 50Hz
Onde de sortie	Sinusoïde pure
Puissance de sortie continue	1600VA à 25°C, 1300W à 25°C
Puissance de sortie en pointe	3000W
Rendement	94%
Consommation à vide	6 W stand by

- Protection contre les courts-circuits, surconsommations, surtensions, températures excessives et inversions de polarités.
- Jusqu'à 5 onduleurs peuvent fonctionner en parallèle

Tableau 19 : Caractéristiques de l'onduleur SOLARGIE choisi[9]**Désignation : BATTERIE ETANCHE VRLA 12V 100Ah**

CARACTERISTIQUES	
PHYSIQUES	
Longueur	407 mm
Largeur	172,5 mm
Hauteur	240 mm
Poids	39 kg
ELECTRIQUES	
Tension nominale (Vn)	12 V
Capacité nominale (C20 , 1,75V)	100 Ah
Résistance interne	4 mOhm
Courant de décharge max.	600 A
Courant de court-circuit	800 A
CONSTRUCTION	
Type	Plomb étanche VRLA (valve regulated liquid acid)
Plaques	Plaques planes Plomb calcium
Séparateur	Fibre de verre
Electrolyte	Acide sulfurique dilué
Bac	Résine ABS auto extinguable (UL94-V0)

Bornes (vis M10)

Tableau 20 : Caractéristiques des batteries choisies [10]

Latitude du site et position du champ PV				Données		Notes/Plage	
Station météorologique la plus proche du projet					Diama	voir la base de données météorologiques	
Latitude du lieu du projet			°N	16,2			-90,0 à 90,0
Système de positionnement du champ PV				-	Fixe		
Inclinaison du champ PV			°	15,0			0,0 à 90,0
Orientation du champ PV p/r à l'azimut				°	0,0		0,0 à 180,0
Données mensuelles							
			Portion d'utilisation du système dans le mois (0 - 1)	Moyenne mensuelle du rayonnement quotidien sur l'horizontale (kWh/m ² /j)	Température moyenne mensuelle (°C)	Moyenne du rayonnement quotidien sur le champ PV (kWh/m ² /j)	Fraction solaire mensuelle (%)
		Mois					
		janvier	1,00	5,33	20,1	6,17	99%
		février	1,00	6,14	22,0	6,78	100%
		mars	1,00	6,70	27,7	6,98	100%
		avril	1,00	7,45	31,8	7,32	100%
		mai	1,00	7,54	34,2	7,08	100%
		juin	1,00	7,73	33,7	7,09	100%
		juillet	1,00	7,19	31,3	6,69	100%
		août	1,00	6,78	30,4	6,55	99%
		septembre	1,00	6,65	31,2	6,76	100%
		octobre	1,00	6,23	29,3	6,74	99%
		novembre	1,00	5,47	26,1	6,25	99%
		décembre	1,00	4,76	22,4	5,53	96%
					Annuel	Période d'utilisation	
		Rayonnement solaire sur l'horizontale		MWh/m ²	2,37	2,37	
		Rayonnement solaire sur la surface inclinée		MWh/m ²	2,43	2,43	
		Température moyenne		°C	28,4	28,4	
Caractéristiques de la charge				Données			
Type d'application				-	Hors réseau		
Utilisation du calculateur de charge détaillée?				oui/non	Non		
					Moyenne quotidienne	Annuel	
Demande énergétique en CC				kWh (CC)	0,000	0,0	
Demande énergétique en CA				kWh (CA)	100,900	36 828,5	
Charge de pointe en CA				kW (CA)		5,045	
Corrélation entre la charge et l'énergie solaire				-	Nulle		

Tableau 21 : Évaluation de la ressource solaire et calcul de la charge RETScreen

Caractéristiques du site		Données	
Nom du projet		Entrepôt frigorifique	
Lieu du projet		Diama, SENEGAL	
Station météorologique la plus proche du projet	-	Diama	
Latitude du lieu du projet	°N	16,2	
Rayonnement solaire annuel (surface inclinée)	MWh/m ²	2,43	
Température moyenne annuelle	°C	28,4	
Demande énergétique en CC pour les mois considérés	MWh	0,000	
Demande énergétique en CA pour les mois considérés	MWh	36,829	
Paramètres du système		Données	
Type d'application	-	Hors réseau	
Configuration du système PV	-	PV/batterie	
Système de génération de référence			
Source	-	Autre	
Source d'énergie	-	Autre	
Consommation spécifique d'énergie	kWh/kWh	0,0000000	
Conditionnement de l'énergie			
Puissance de l'onduleur (CC à CA) suggérée	kW (CA)	5,05	
Puissance de l'onduleur	kW (CA)	3,0	
Rendement moyen de l'onduleur	%	90%	
Pertes diverses du conditionnement de l'énergie	%	5%	
Batterie d'accumulateurs			
Nombre de jours d'autonomie requis	j	1,0	
Tension nominale de la batterie	V	12,0	
Rendement de la batterie	%	85%	
Niveau maximal de décharge	%	70%	
Rendement du régulateur de charge (CC à CC)	%	95%	
Contrôle de la température de la batterie	-	Ambiant	
Réduction moyenne de la capacité de la batterie due à la temp.	%	0%	
Capacité nominale suggérée de la batterie	Ah	13 657	
Capacité nominale de la batterie	Ah	13 700	
Champ PV			
Type de module PV	-	poly-Si	
Manufacturier de modules PV / # de modèle		Photowatt/ PW 6-230	
Rendement nominal du module PV	%	12,3%	
Température nominale des cellules en opération	°C	45	
Coefficient de température du module PV	% / °C	0,40%	
Régulateur du champ PV	-	Fixe	
Pertes diverses du champ PV	%	5,0%	
Puissance nominale du champ PV suggérée	kWp	38,82	
Puissance nominale du champ PV	kWp	39,10	
Surface du champ PV	m ²	317,9	
Production annuelle d'énergie (12,00 mois considérés)		Données	
Demande énergétique équivalente en CC	MWh	40,921	
Demande énergétique équivalente en CC excédentaire	MWh	0,188	
Rendement au m ²	kWh/m ²	128,1	
Rendement global du système PV	%	5,3%	
Facteur d'utilisation du système PV	%	11,9%	
Énergie renouvelable fournie	MWh	40,733	

Tableau 22 : Modèle énergétique RETScreen

ANNEXE B : Diagramme de MOLLIER

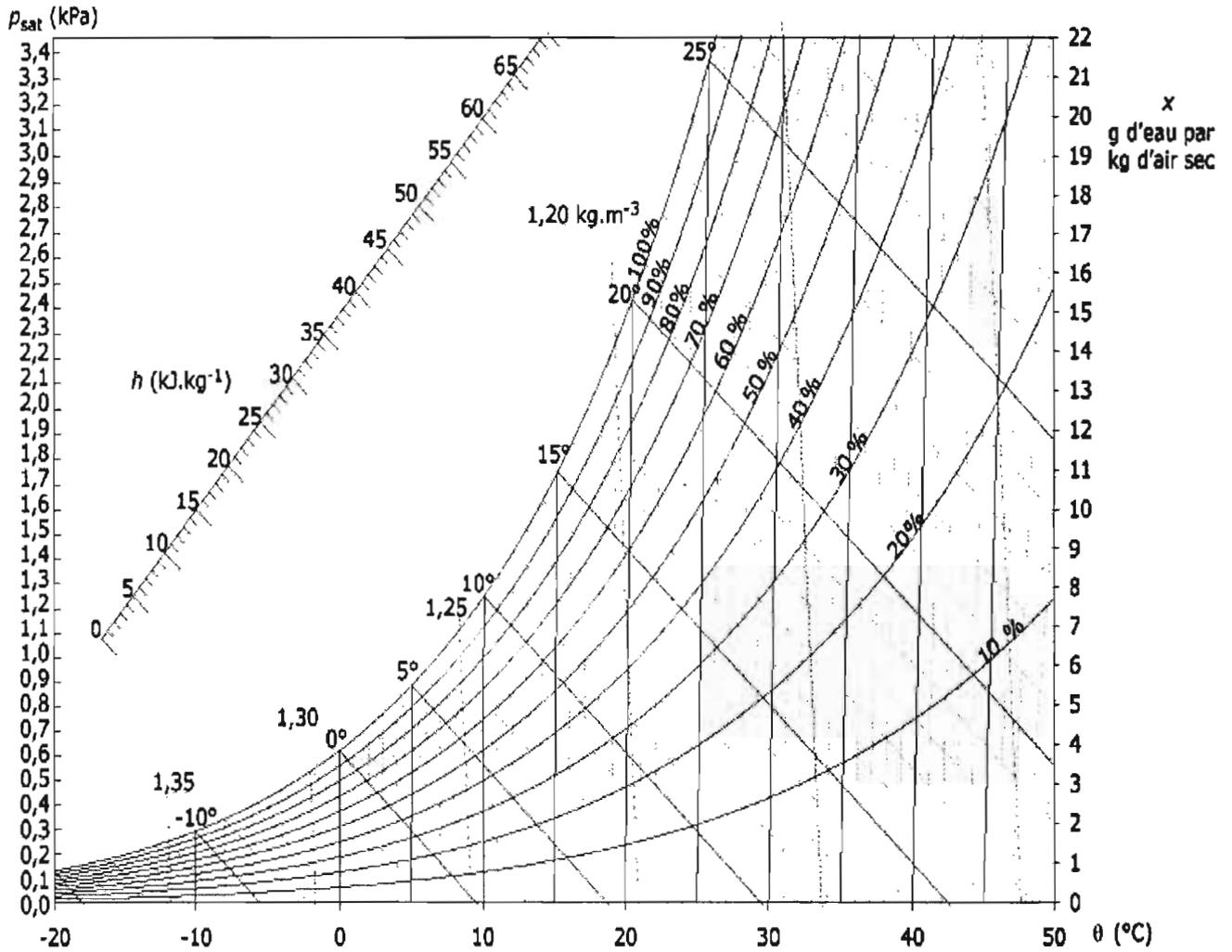


Figure 3.1 : Le diagramme de MOLLIER

ANNEXE C : Le fluide frigorigène R404A

Le R-404A (HFC-404A) est un fluide frigorigène à long terme qui n'appauvrit pas la couche d'ozone. Il est destiné à remplacer le R-502 (CFC-502) et le R-22 (HCFC-22) dans les installations frigorifiques commerciales à basse et moyenne température. Le R-404A convient particulièrement pour les opérations de reconversion dans les comptoirs vitrés des supermarchés, les réfrigérateurs commerciaux, les camions et les équipements frigorifiques ainsi que les glacières.

Le R-404A a été conçu pour remplacer le R-502. Cependant, il ne s'agit pas d'un substitut "drop-in". Les huiles minérales et les alkyles benzènes que l'on utilisait traditionnellement avec le R-502 sont immiscibles avec le R-404A. Les Services Techniques doivent se renseigner auprès du fabricant des installations originales afin de vérifier quels sont les lubrifiants les mieux adaptés.

Le R-404A est un mélange. Il est donc primordial de veiller à ce que les systèmes soient chargés uniquement en phase liquide et non pas en phase vapeur. Si le système venait à être chargé en phase vapeur, la composition du fluide frigorigène pourrait changer et des dommages irréversibles pourraient être causés au système.

Propriétés physiques

Composants :	Nom chimique :	Formule moléculaire :	Poids en % :
HFC-125	Pentafluoroéthane	CHF_2CF_3	44 %
HFC-143a	1,1,1 Trifluoroéthane	CH_3CF_3	52 %
HFC-134a	1,1,1,2 Tetrafluoroéthane	CH_2FCF_3	4 %
Nom chimique	Pentafluoroéthane/1,1,1 Trifluoroéthane/ 1,1,1,2 Tetrafluoroéthane		
Formule moléculaire	$\text{CHF}_2\text{CF}_3/\text{CH}_3\text{CF}_3/\text{CH}_2\text{FCF}_3$		
Poids moléculaire	97.6		
Point d'ébullition (température en °C)	à 101.3 kPa		- 46.2
Température critique (°C)	72.2		
Pression critique (kPa)	3668.6		
Densité critique (kg/m^3)	483.7		
Densité saturée du liquide à 26.7°C (kg/m^3)	1034.7		
Chaleur de vaporisation au point d'ébullition (kJ/kg) (*)	35.8		
Chaleur de vaporisation spécifique à pression constante à 1 atm et à 26.7°C ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$) (*)	0.09		
Inflammabilité, pourcentage de volume dans l'air	(**) Aucun		
Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP – R11=1)	0		
Classification ASHRAE/ANSI Standard 34-1992 Safety Group	A1/A1		

Tableau températures/pressions

Température (°C)	Pression au point d'ébullition (liquide) (kPa)	Pression au point de rosée (vapeur) (kPa)
-60	51	48
-56	63	60
-52	78	74
-48	95	91
-44	114	110
-40	137	135
-36	164	159
-32	194	188
-28	228	222
-24	267	260
-20	310	303
-16	359	351
-12	414	405
-8	474	465
-4	541	531
0	615	604
4	696	685
8	785	773
12	882	869
16	987	974
20	1102	1089
24	1227	1213
28	1362	1347
32	1507	1493
36	1664	1649
40	1834	1818
44	2015	2000
48	2210	2195
52	2420	2405
56	2645	2630
60	2895	2871

