REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie climatique
Spécialité : Génie climatique

Étude et conception d'un entrepôt frigorifique fonctionnant avec l'énergie solaire photovoltaïque

---

Présenté par

Melle BENAISSA Ghania

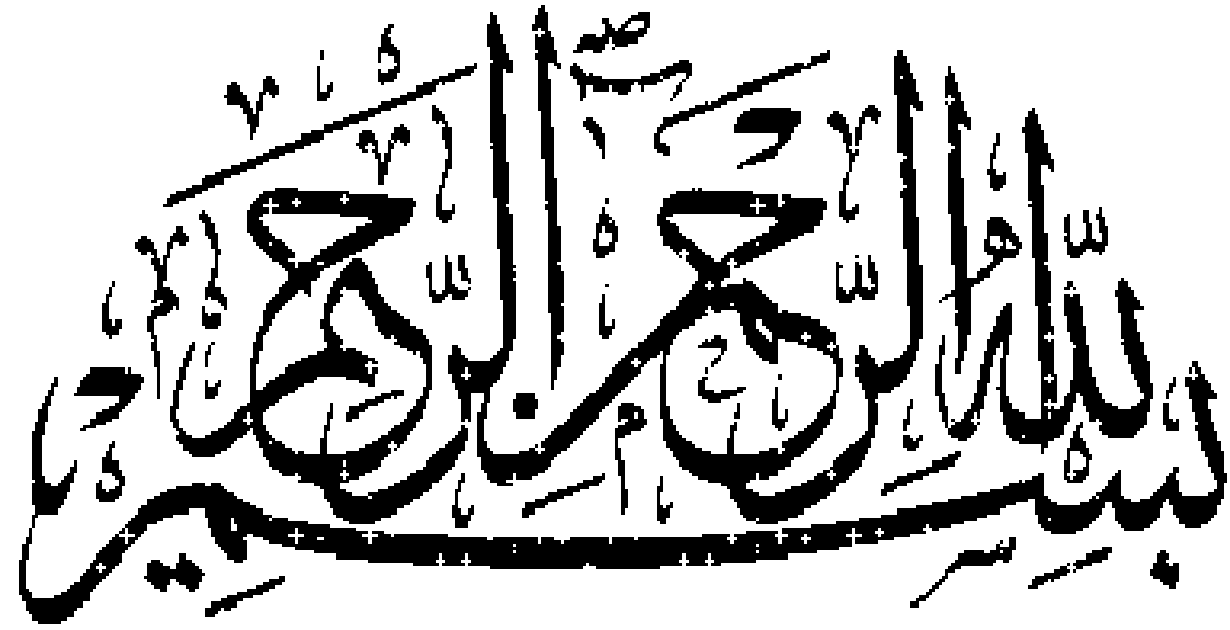
Melle AISSOU Sarah

Proposé et Dirigé par

Dr. TRIKI Zakaria

Mr. BENYEKHLAF Ahmed

Promotion 2019



السلام عليكم ورحمة الله وبركاته

اللهم لاسهل
الا ما جعلته
سهلا و انت
تجعل الحزن
ان شئت سهلا



Remerciment

Grâce à Allah

Au terme de ce travail nous tenons à exprimer nos Remerciements :

A notre dieu qui nous à donné la force et la santé pour accomplir ce travail.

Nous tenons à remercier notre encadreur Dr. TRIKI Zakaria et co-encadreur Mr. BENYEKHLEF Ahmed pour leur confiance et leur soutien.

Nous remercions également Dr. MEDJBER Ahmed qui nous a beaucoup aidé.

Nous tenons à remercier le président et les examinateurs qui ont accepté d'être membre de notre jury.

Nous tenons aussi à remercier surtout tous nos enseignants de Génie climatique, pour tout ce qu'ils nous ont inculqué durant notre cycle de formation

BENAISSA Ghania et AISSOU Sara

Dédicace

Je dédis ce modeste travail a mes chères parents: Mohamed et zahra .

Et spécial dédicace a mon rêve Adel qui est tout fait pour que je réussisse dans ma vie et que Allah les protège.

Et mes frères et mes seours

Et spécial dédicace a mariya ,

A toutes mes chères amies : , hafida ,hamida , ibtissam , nabila , hafidha ch , nour et horiya.

Et spéciale dédicace a ma binôme Ghania

2018/2019

Sarra

Dédicace

Je rends grâce à dieu tout puissant de m'avoir donné la force et le courage de terminer mes études.

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers parents, pour leur soutien constant et leur amour, en particulier ma chère mère.

A mes frères et mes sœurs et A tous la famille de prés ou de loin.

A tous les enseignants qui ont contribué à mon enseignement du

Début de l'année à la fin de mes études universitaires

Pour tous les amis et les étudiants, en particulier SARA, BASMA et YASMINE pour l'année 2019.

Ghania

Résumé :

L'objectif de ce travail est l'étude et la conception d'un entrepôt frigorifique alimenté par des panneaux solaires photovoltaïques pour une possible implantation en site isolé. Le dimensionnement des différentes chambres de l'entrepôt sera effectué à partir du calcul des apports frigorifiques interne et externe pour déterminer la puissance frigorifique à installée dans chaque chambre froide. Ensuite, l'obtention des besoins en énergie électrique permettra de dimensionner les composantes du système solaire.

Mots-clés : Entrepôt frigorifique, énergie solaire photovoltaïque, bilan thermique, dimensionnement.

Abstract :

The aim of this work is the study and the design of a cold store powered by photovoltaic solar panels for a possible implantation in isolated site. the sizing of the different rooms of the warehouse will be carried out from the calculation of the internal and external refrigeration loads to determine the cooling capacity to be installed in each cold room. Then, the obtaining of the electrical energy requirements will allow to size the components of the solar system.

Keywords : cold store, photovoltaic solar energy, thermal balance, sizing.

ملخص:

الهدف من هذا العمل هو دراسة و تصميم مخزن تبريد مزود بالألواح الشمسية الكهروضوئية مما يسمح بإنجاز محتمل في موقع معزول. سيتم تحجيم الغرف المختلفة في المستودع من خلال حساب أعباء التبريد الداخلية و الخارجية لتحديد قدرة التبريد التي سيتم تثبيتها في كل غرفة. ومن ثم فان الحصول على متطلبات الطاقة الكهربائية سيجعل من الممكن تحديد أبعاد مكونات نظام الطاقة الشمسية.

الكلمات المفتاحية : مخزن تبريد، الطاقة الشمسية الضوئية، التوازن الحرار،تحجيم.

Sommaire

Introduction général		**01**
Chapitre I : présentation et description du projet		
I.1	Introduction	**02**
I.2	Généralités sur les entrepôts frigorifiques	**02**
I.2.1	Définition	**02**
I.2.2	Classification des entrepôts frigorifiques	**02**
I.2.3	Conservation par le froid	**03**
I.2.4	Types d'entrepôts frigorifiques	**04**
I.2.5	Cahier des charges techniques d'un entrepôt frigorifique	**05**
I.3	Description et situation de l'entrepôt frigorifique	**08**
I.4	Données climatique	**08**
I.4.1	Données climatique extérieurs	**08**
I.4.2	Condition intérieures d'entreposage	**08**
I.4.3	Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer	**08**
Chapitre II : Calcul du bilan thermique		
II.1	Introduction	**09**
II .2	Calcul du tonnage des denrées à entreposer	**09**
II.2.1	Capacité de stockage	**09**
II.2.2	Calcul de nombre de caisses	**10**
II.2.3	Calcul de la densité d'entreposage	**11**
II.3	Etude de l'isolation thermique	**11**
II.3.1	Définition	**11**
II.3.2	Choix de l'isolant	**12**
II.3.3	Caractéristiques du polyuréthane	**12**
II.4	Choix des différentes parois	**12**
II.5	Base de calcul	**14**

II.5.1	Charge thermiques externes	**14**
II.5.1.1	Charge thermiques par transmission à travers les parois	**14**
II.5.1.2	Charges thermiques par renouvellement d'air	**15**
II.5.1.3	Charge thermiques par ouverture des portes	**16**
II.6	Charges thermiques internes	**18**
II.6.1	Charge thermiques internes indépendantes de denrées entreposées	**18**
II.6.1.1	Charges thermiques dues à l'éclairage	**18**
II.6.1.2	Charges thermiques dues aux personnes	**18**
II.6.2	Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées	**19**
II.6.2.1	Charge frigorifique de l'évaporateur	**20**
II.6.2.2	Charge thermiques dues aux moteurs des ventilateurs	**21**
II.6.2.3	Evaluation du bilan thermique général	**22**
II.7	Calcule le bilan thermique	**22**
II.8	Vérification de la température de SAS	**36**
	Chapitre III. Dimensionnement de l'installation frigorifique	
III.1	Introduction	**37**
II.2	Choix du fluide frigorigéne	**37**
III.2.1	Critères thermodynamiques	**37**
III.2.2	Critères de sécurité	**37**
III.2.3	Critères techniques	**37**
III.2.4	Critères économiques	**39**
III.2.5	Critères environnementaux	**39**
III.3	Présentation du fluide utilisé	**39**
III.3.2	Domaine d'application	**39**
III.4	Les propriétés physico-chimiques du R404A	**40**
III.5	Principaux paramètres de fonctionnement du cycle	**40**

III.5.1	Température de condensation	**40**
III.5.2	Température d'évaporation	**40**
II.5.3	Pression de condensation et d'évaporation	**41**
II.5.4	Taux de compression	**41**
III.5.4.1	Exemple de calcul	**42**
III.6	Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres	**43**
III.6.1	Machines à compression mécanique mono étagée	**43**
III.6.1.1.1	Machines à compression mécanique bi- étagée	**44**
III.6.2.1	Principe fonctionnel	**45**
III.6.2.2	Machines à compression mécanique bi-étagée à injection total	**45**
III.6.2.3	Machines à compression mécanique bi-étagée à injection parcielle	**47**
III.7	Bilan frigorifique de l'installation mono étagé	**48**
III.8	Tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (chambre 01 :SAS)	**50**
III.9.	Bilan frigorifique de l'installation bi étagée	**52**
III.10	Tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (chambre 02)	**55**
III.11	Bilan de l'installation bi-étagée	**57**
III.12	Choix de group de condensation	**57**
III.13	Choix de l'évaporateur	**58**
III.14	Détendeur a flotteur	**62**
III.15	Appareils annexes de l'installation	**62**
Chapitre IV. Généralités sur les systèmes solaires photovoltaïques.		
IV.1	Introduction	68
IV.2.	L'énergie solaire	68
IV.2.1.	Rayonnement solaire	**68**
IV.2.1.1	Rayonnement direct	**68**
IV.2.1.2	Rayonnement diffus	**69**
IV.2.1.3.	Rayonnement réfléchi	**69**

IV.2.1.4.	Rayonnement global	**69**
IV.2.2	Energie solaire photovoltaïque	**69**
IV.4.	Cellule PV	**70**
IV.4.1.	Effet photovoltaïque	**71**
IV.4.2.	Technologie d'une cellule photovoltaïque	**72**
IV.4.	Association des cellules	**72**
IV.4.1.	Association en série	**72**
IV.4.2.	Association en parallèle	**73**
IV.4.3.	Association (Série et parallèle)	**74**
IV.5.	Influence de l'éclairement et la température	**74**
IV.5.1.	Influence de la température	**74**
IV.5.2.	Influence de l'éclairement	**75**
IV.6.	Définition de la puissance crête P_C	**75**
IV.7.	Rendement de la cellule PV	**76**
IV.8.	Avantages et inconvénients de l'énergie photovoltaïque	**76**
IV.8.1.	Avantages	**76**
IV.8.2.	Inconvénients	
Chapitre V. Dimensionnement du système photovoltaïque		
V.1	Introduction	**77**
IV.2	Éléments d'un système photovoltaïque	**77**
IV.2.1	Modules photovoltaïques	**78**
IV.2.2	Régulateur de charge et décharge	**79**
IV.2.3	Batteries	**80**
IV.2.4	Onduleur	**80**
V.3	Données géographiques	**80**
V.4	Conditions Standard (STC)	**81**
V.5	Caractéristiques des composants utilisent pour le dimensionnement des	**81**

	systèmes PV	
V.6	Dimensionnement des équipements des systèmes photovoltaïques	**81**
Etape 1	Estimation des besoins journaliers de l'utilisateur en Electricité (en Wh/j)	**82**
Etape 2	Estimation de l'ensoleillement sur le site de l'installation du générateur PV	**82**
Etape 3	Estimation du champ photovoltaïque (tension et puissance crête installée nombre de modules)	**83**
Etape 4	Estimation de la capacité de stockage de la batterie et choix de la technologie	**85**
Etape 5	Dimensionnement de régulateur et de l'onduleur	**86**
Conclusion général		

Nomenclature

Notation	signification	unité
T_e	Température extérieure de bas	(°C)
φ	Humidité relative	%
T_h	Température humide	(°C)
V	Vitesse de l'air	(m/s)
T	Température de congélation	°C
Cp	Chaleur massique	(KJ/Kg°k)
L_C	Chaleur latente de congélation	(KJ/Kg)
L	Longueur	(m)
L	Largeur	(m)
H	Hauteur	(m)
m	Poids	(Kg)
n_1, n_2, n_3, N_c	Nombre de caisses	/
m_c	Contenance moyenne d'une caisse	(Kg)
M_t	Densité d'entreposage	(Kg)
M_j	Quantité introduite chaque jour	(Kg)
Q_j	Débit massique d'entreposage	(kg/h)
λ	Conductivité thermique	(W/m°C)
R_i	Résistance thermique	(m^2°K/w)
E, e_1, e_2, e_3	Epaisseur d'isolation	(m)
T_i	Température interne	(°C)
T_e	Température extérieure	(°C)
Q_{tr}	Charge thermique par transmission à travers les parois.	(Kw)
S	Surface de la paroi considérée.	m^2
K	Coefficient de transmission thermique de la paroi considérée.	(W/m^2 °C
ΔT, ΔT´	Différence de température	(°C)
h_i	Coefficient d'échange intérieur	(W/m^2°K)
h_e	Coefficient d'échange extérieur	(W/m^2 °K)
Q_{re}	Charge thermique par renouvellement d'air	(Kw)
$m_{a.e}$	Débit masse d'air extérieur à renouveler	(kg/s).
Δh	Différence d'Enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre froide	(kJ/kg)
$\mathbf{V_{a.e}}$:	Débit volumique de l'air extérieur	(m^3/jour)
$h_{a.e}$	Enthalpie de l'air extérieur	(kJ/kg)
$h_{a.a}$	Enthalpie de l'air intérieur	(kJ/kg)
$\rho_{a.a}$	Masse volumique de l'air dans la chambre	(Kg/m^3).
V_{cf}	Volume de la chambre froide	($m^{3)}$
n	Taux de renouvellement de l'air journalier	(jour $^{-1}$)
Q_{op}	Charges thermiques par ouverture des	(Kw)
	Température ambiante dans la chambre froide.	(°C)

	Temps d'ouverture des portes	(min/h).
	Largeur d'une porte	(m)
	Hauteur d'une porte	(m)
	Flux journalier des marchandises	(t/jour)
A	Surface de la chambre froide	(m^2)
T_{cg}	Température de congélation des denrées	(°C)
	Densité d'entreposage	(kg/m^3)
	Coefficient d'occupation au sol des marchandises	**%**
Q_{ec}	Charge thermique dues à l'éclairage	(Kw)
n	Nombre de luminaires	/
p	Puissance de chaque luminaire	(Kw)
t	Durée de fonctionnement des luminaires	(Heure)
$Q_{p.e}$	Charges thermiques dues aux personnes	(Kw)
i	Nombre de personnes opérant dans la chambre froide.	
Q_p	Quantité de chaleur dégagée	(Kw)
Q_{mr}	Charge thermique due au matériel roulant	(Kw)
n	Nombre de matériels roulant	/
Q_{md}	Charges thermiques dues aux matériels divers	(Kw)
t	Durée de fonctionnement de chaque type de machine	(h/j)
Q_{de}	Charge thermique due aux denrées entrantes	(Kw)
m	Masse de denrées introduites chaque jour	(Kg/j)
C_1	Capacité thermique massique avant la congélation du produit à entreposer	(KJ/Kg.K)
t_1	Température initiale de la denrée introduite.	(°C)
t_2	Température de congélation de la denrée.	(°C)
L	Chaleur latente de congélation de la denrée.	(KJ/Kg)
C_2	Capacité thermique massique après la congélation	(KJ/Kg.K)
t_3	Température d'entreposage qui tend vers la température de la chambre froide	(°C)
Q_{resp}	Charge thermique due aux respirations des denrées	(KW)
m	Masse de marchandises	(Kg/j)
q_{res}	Chaleur de respiration de marchandises	(KJ/Kg)
	Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur	(Kw)
n	Nombre de moteur de ventilateurs.	/
	Durée de fonctionnement des l'installation frigorifique	(h/d)
	Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage	(Kw)
n	Nombre de résistances électriques.	/
	Charge thermique prévisionnelle	(Kw)

Q_{0int}	Puissance intermédiaire de l'évaporateur	(Kw)
$Q_{0effective}$	Puissance effective de l'évaporateur	(Kw)
τ_{inst}	Durée de fonctionnement de l'installation	(heure)
$\tau_{dég}$	Duré de dégivrage	(h/jour)
K_{ext}	Coefficient d'échange de chaleur extérieur	($W/m^2 °C$)
S_{ext}	Surface d'échange extérieur	(m^2)
K_{PL} K_{PS}, K_A, K_B, K_C, K_D ,K_P	Coefficient d'échange de chaleur des parois	($W/m^2 °C$)
S_{PL}, S_{PS}, S_{PL}, S_A, S_B, S_C, S_D	Surface d'échange de chaleur des parois	(m^2)
T_x	Température de la SAS	(°C)
T_c	Température de condensation	(°C)
T_{ev}	Température d'évaporation	(°C)
τ_{comp}	Taux de compression	/
P_i	Pression frigorifique intermédiaire	(bar)
Q_m	Débit massique du fluide frigorigène	(Kg /s)
Q_v	Débit volumique du fluide frigorigène	(m^3 /s)
P_{th}	Puissance théorique consommée par le compresseur	(Kw)
$\mathbf{Q_c}$	Quantité de chaleur dégagée par le condenseur.	(Kw)
V	Volume de réservoir de liquide	(m^3)
M	Masse molaire du réfrigérant	(g/mole)
R_S	Résistance en série de la cellule	Ω) (
R_{Sh}	Resistance shunt de la cellule	(Ω)
I_{CC}	Courant de court-circuit	(A)
D	Diode	/
N_S	Nombre de modules en séries	/
V_{CO}	Somme des Tension en circuit ouverte	(V)
N_P	Nombre de modules en parallèles	/
G	Irradiation	(W/m^2)
P_c	Puissance crête	(Wc)
η	Rendement de la cellule PV	(%)
	Puissance électrique maximal	(W)
Plumin	Puissance lumineuse reçue par la cellule	(W)
E	Éclairement	$W.m^{-2}$
S	surface de la cellule	m^2
CJT	Consommation journalière totale	(Wh/j)
CC	Courant continu	/
CA	Courant alternatif	/
Kond	Rendement de l'onduleur	(%)

Hcc , H_{CA}	Durée de fonctionnement du récepteur CC	(Heures)
Ej	Ensoleillement sur le plan des modules	$KWh/m^2/j$
Pc	Puissance du champ photovoltaïque	(W)
Uc	Tension aux bornes de la charge	(V)
Umod	Tension aux bornes d'un module	(V)
C	Capacité de stockage de la batterie	(Ah)
Nj	Nombre de jour d'autonomie	/
Ubat	Tension de la batterie	(V)
dm	Profondeur de la décharge	(%)

Abréviations

SAS Salle avant stockage.

PUR Polyuréthane.

BP Basse Pression.

HP Haute Pression.

COP Coefficient Opérationnelle de Performance.

BRI Bouteille de refroidissement intermédiaire.

GWP Potentiel d'action sur l'effet de serre.

ODP Potentiel d'altération de la couche d'ozone

PV Photovoltaïque

GPV Générateur photovoltaïque

STC Standard test condition

Kp Rendement des panneaux

K_{bat} Rendement de la batterie

K_{reg} Rendement du régulateur

A Ampère

V Volt

Wc Watt crête

W Watt

Liste des figures

N°	Désignation	Page
Figure (I.1)	Vue en plan de l'entrepôt frigorifique	**7**
Figure (II.1)	DISPOSITION DES CAISSES A L'INTERIEUR DES CHAMBRES	**10**
Figure (II.2)	MUR EXTERIEUR ET PLAFOND.	**12**
Figure (II.3)	MUR INTERIEUR.	**13**
Figure (II.4)	PORTE.	**13**
Figure (II.5)	PLANCHER.	**13**
Figure (II.6)	NOMENCLATURE DES PAROIS DE LA CHAMBRE.	**22**
Figure (II.7)	NOMENCLATURE DES PAROIS DU SAS.	**36**
Figure (III.1)	Machine frigorifique à compression mono étagée.	**43**
Figure (III.2)	PRINCIPE DE LA COMPRESSION BI-ETAGEE.	**44**
Figure (III.3)	SCHEMA D'UNE INSTALLATION BI-ETAGEE A INJECTION TOTALE.	**46**
Figure (III.4)	CYCLE BI-ETAGEE A INJECTION TOTALE.	**46**
Figure (III.5)	Machine frigorifique à compression bé étagée à injection partielle.	**47**
Figure (III.6)	Diagramme enthalpique chambre 01	**50**
Figure (III.7)	Diagramme enthalpique SAS	**51**
Figure (III.8)	Bouteille de refroidissement intermédiair	**53**
Figure (III.9)	Diagramme enthalpique chambre 02	**56**
Figure (III.10)	Evaporateur à détente directe.	**58**
Figure (III.11)	Détendeur thermostatique à égalisation interne	**60**
Figure (III.12)	Détendeur à flotteur haute pression.	**62**
Figure (III.13)	Séparateur d'huile.	**63**
Figure (III.14)	Réservoir de liquide horizontale.	**64**
Figure (III.15)	Filtre déshydrateur.	**65**
Figure (III.16)	Voyant liquide.	**65**

Figure(IV.1)	Rayonnement solaire..	**69**
Figure(IV.2)	Système solaire photovoltaïque..	**70**
Figure(IV.3)	Schéma électrique d'une cellule photovoltaïque.	**71**
Figure(IV.4)	Schéma d'une cellule photovoltaïque.	**71**
Figure(IV.5)	Caractéristique courant tension de Ns cellule en série	**73**
Figure(IV.6)	Caractéristique courant tension de (N_P) cellule en parallèle	**74**
Figure(IV.7)	Caractéristiques courant-tension, puissance-tension.	**75**
Figure(IV.8)	Caractéristique puissance-tension, courant-tension	**75**
Figure (V.1)	Éléments d'un système solaire photovoltaïque	**77**
Figure (V.2)	Cellule photovoltaïque et panneau photovoltaïque	**78**
Figure (V.3)	Régulateur série	**79**
Figure (V.4)	Régulateur de charge	**79**
Figure (V.5)	Schéma de batterie.	**79**
Figure (V.6)	Onduleurs photovoltaïque	**80**
Figure (V.7)	Carte du mode de l'ensoleillent moyen annuel	**83**

Liste des tableaux

N°	Désignation	Page
Tableau (I.1)	Description des chambres froides.	**6**
Tableau (I.2)	Données climatiques extérieurs.	**8**
Tableau (I.3)	Conditions intérieures d'entreposage.	**8**
Tableau (I.4)	Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés.	**8**
Tableau (II.1)	Densité d'entreposage..	**11**
Tableau (II.2)	Mur extérieur et plafond.	**12**
Tableau (II.3)	Mur intérieur.	**13**
Tableau (II.4)	Porte.	**13**
Tableau (II.5)	Plancher.	**13**
Tableau (II.6)	Valeurs de $\Delta T'$ en fonction de l'orientation et l'altitude et les parois.	**15**
Tableau (II.7)	Résistances thermiques superficielles 1/hi et 1/he en m^2.kw des parois d'une chambre froide.	**23**
Tableau (II.8)	Charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 01.	**24**
Tableau (II.9)	Charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 02.	**25**
Tableau (II.10)	Charge thermique par transmission à travers les parois SAS.	**26**
Tableau (II.11)	Somme des apporte de chaleur par transmission pour chaque chambre.	**26**
Tableau (II.12)	Paramètres de renouvellement d'air.	**27**
Tableau (II.13)	Charge thermique par renouvellement d'air.	**27**
Tableau (II.14)	Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide.	**28**
Tableau (II.15)	Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des marchandises	**29**
Tableau (II.16)	Charge thermique par ouverture de la porte.	**30**

Tableau (II.17)	Charge thermique de l'éclairage.	**30**
Tableau (II.18)	Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide.	**31**
Tableau (II.19)	Charge thermique due aux personnes.	**31**
Tableau (II.20)	Charge thermique due à denrées entreposées.	**32**
Tableau (II.21)	Charge thermique due à la respiration de denrée.	**33**
Tableau (II.22)	Charge thermique intermédiaire.	**33**
Tableau (II.23)	Puissance frigorifique.	**34**
Tableau (II.24)	Nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambres froides et meubles frigorifiques.	**35**
Tableau (II.25)	Puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique).	**35**
Tableau (III.1)	ODP et GWP des différents fluides frigorigènes.	**38**
Tableau (III.2)	Propriétés physico-chimiques de R404A.	**40**
Tableau (III.3)	L'écart de température.	**41**
Tableau (III.4)	Type de machine suivante le taux de compression.	**42**
Tableau (III.5)	Paramètres de fonctionnement de l'installation.	**43**
Tableau (III.6)	Évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (chambre 01).	**51**
Tableau (III.7)	Évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A SAS.	**52**
Tableau (III.8)	Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée	**52**
Tableau (III.9)	Évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre02)	**56**
Tableau (III.10)	Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée	**57**
Tableau (III.11)	Caractéristiques géométriques du groupe de condensation	**57**
Tableau (III.12)	Caractéristiques géométriques du d'évaporateur.	**59**

Tableau (III.13)	Tableau de désignation les choix de détendeur de chaque chambre	**62**
Tableau (III.14)	Caractéristique du réservoir de liquide pour chaque installation.	**65**
Tableau (IV.1)	Avantage et les inconvénients d'une cellule photovoltaïque	**72**
Tableau (V.1)	Données géographiques de site de Médéa.	**80**
Tableau (V.2)	Caractéristique technique des composants du système PV.	**81**
Tableau (V.3)	Estimation des besoins journaliers.	**82**
Tableau (V.4)	Ensoleillement reçue en Algérie par régions climatique.	**83**
Tableau (V.5)	Calcule du champ photovoltaïque.	**85**
Tableau (V.6)	Estimation de la capacité de stockage de la batterie.	**86**
Tableau (V.7)	Calcule la puissance de régulateur.	**86**
Tableau (V.8)	Résultat de calcule.	**87**

Introduction générale

La conservation des denrées alimentaires concerne donc tous les facteurs biotiques (micro-organismes, animaux, germination végétale, etc.) et abiotiques (lumière, oxygène, chaleur, irradiation, etc.) qui peuvent détériorer la qualité de la denrée stockée. L'emballage et les conditions d'entreposage des aliments sont aussi essentiels.

La réfrigération dans ces régions, par conséquent, exige une solution alternative à ces systèmes de réfrigération. L'utilisation de l'énergie solaire comme source d'énergie électrique pour l'alimentation des systèmes frigorifiques est très intéressante puisqu'elle est inépuisable et est abondante dans les régions où le besoin en froid.

Les entrepôts frigorifiques sont des locaux ou on entrepose et on manipule des denrées périssables, dans des conditions de températures contrôlées, tout en cherchant à préserver la qualité. On peut conserver des produits alimentaires sous forme réfrigérée.

Dans notre projet, on s'intéresse à l'étude et le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique alimenté par des panneaux solaires photovoltaïque à un seul niveau (étage) située dans la région de Médéa et destiné pour la conservation de quelques produits végétaux et animaux (pomme, viande de bœuf).

Ce mémoire est structure autour de cinq (05) chapitres. Ainsi après avoir présenté l'objectif de ce projet de fin d'études dans ce premier chapitre, le deuxième chapitre, sera consacré à la description et à la présentation de l'entrepôt frigorifique étudié et la définition données climatiques extérieures et intérieures d'entreposage. Le calcul du bilan frigorifique sera ainsi effectué dans ce chapitre afin de déterminer les puissances à installer dans chaque chambre de l'entrepôt.

Dans le troisième chapitre, on choisira le type de l'installation frigorifique le plus approprié pour desservir les chambre de notre entrepôt frigorifique pour le dimensionnement des différents éléments du système frigorifique.

Le quatrième chapitre présentera des généralités sur les systèmes solaires photovoltaïques et le dernier chapitre, concerne le calcul et le dimensionnement du système photovoltaïque étudié. Une conclusion générale clôturera le travail de ce mémoire.

Chapitre I :

présentation et déscription du projet

I.1. Introduction:

De tous temps, l'homme a recherché des méthodes pour conserver sa nourriture, entre le moment où les denrées sont capturées, cueillies ou récoltées et celui de la consommation. Depuis des siècles, les procédés les plus variés ont été appliqués :

- Salage, fumage (salaison),
- Boucanage (poissons déchés),
- Enrobage (confits),
- Sucrage (confitures),
- Acidification (conservation au vinaigre).

Si le froid ou la chaleur interviennent comme agents de conservation, un emballage protecteur, pour maintenir les aliments à l'abri de l'air, est tout autant indispensable et l'association de plusieurs technologies préserve mieux les qualités originelles des produits, tout en améliorant la sécurité à la consommation.

I.2. Généralités sur les entrepôts frigorifiques : [1]

I .2.1. Définition:

Les entrepôts frigorifiques sont des locaux ou on entrepose et on manipule des denrées périssables, dans des conditions de températures contrôlées, tout en cherchant à préserver la qualité. On peut conserver des produits alimentaires sous forme réfrigérée (à une température positive, c'est-à-dire au-dessus de 0 °C). Pour certains produits, en plus de la température pour les produits vivants, comme les fruits et les légumes, la teneur en humidité ou la composition de l'atmosphère environnant doit être modifiée également.

I.2.2. Classification des entrepôts frigorifiques : [2]

a) Suivant la nature du trafic :

- Les entrepôts polyvalents (toutes sortes de denrées).
- Les entrepôts spécialisés (type précis de denrées).

b) Suivant la forme juridique :

- Les entrepôts publics (appartenance à plusieurs privés, stockage pour le compte de tiers).
- Les entrepôts privés (appartenance à des personnes physiques ou morales, stockage propre). Les entrepôts mixtes (privés avec possibilité de stockage par des tiers).

c) Suivant la fonction :

- Les entrepôts de production (par exemple les stations fruitières).
- Les entrepôts de transit.
- Les entrepôts portuaires.
- Les consignes d'aéroport.
- Les entrepôts de consommation/distribution.

d) Suivant la température à l'intérieure de la chambre :

On distingue 3 catégories d'entrepôts frigorifiques :

- les chambres froides négatives dans lesquelles la température est maintenue en dessous de 0°C, la plage de température de ces chambres se situe entre –40 et 0°C.
- Les chambres froides positives permettent le maintien artificiel des produits en dessous de la température ambiante, à la température optimale pour sa conservation ; et ce au-dessus de son point de congélation.

La durée de conservation est toujours limitée. Elle est fonction de la nature du produit et de la température à laquelle il est conserve dans la chambre froide. Dans lesquelles la température est supérieure à 0°C, la plage de température de ces chambres se situe entre +1 et 12°C. Les locaux à ambiance régulée pour les locaux dont la température se situe entre +13 et +40°C ; ces locaux ne sont pas classés comme des chambres froides bien que leur construction obéissent aux même règles.

e) Suivant le mode de construction de la chambre froide :

- les chambres froides traditionnelles avec une construction en maçonnerie avec isolant
- (Généralement du polystyrène).
- les chambres froides à panneaux préfabriqués (ou panneaux sandwich, généralement à âme de polyuréthane) qui sont montés sur des ossatures en acier ou en béton.

I.2.3. Conservation par le froid : [3]

a) Réfrigération :

Les aliments sains se conservent quelques jours, entreposés à des températures comprises entre 0°C ; et + 8°C.L'évolution microbienne est ralentie.

b) Congélation :

La température des aliments est abaissée jusqu'à -18°C. Les produits sont stabilisés en l'état et la durée de conservation varie de quelques semaines à quelques mois.

c) Surgélation :

L'abaissement rapide de la température des aliments, jusqu'à - 40°C. En quelques secondes, favorise la stabilisation en l'état, sans altération des cellules pour une durée de conservation allant de quelques semaines à quelques mois, voire plus d'un an.

d) Décongélation :

La décongélation est comme la congélation une phase critique pour les denrées congelées. Il est souhaitable chaque fois que cela est possible, de la conduire rapidement de façon a assuré une bonne réabsorption de l'eau de fusion de la glace, une décongélation lente s'accompagne souvent d'un certain accroissement de t'exsudation, toute fois, la vitesse de la décongélation intervient beaucoup moins dans le phénomène d'exsudation que celui de la congélation.

I.2.4. Types d'entrepôts frigorifiques : [1]

Il existe plusieurs types d'entrepôts frigorifiques, selon leur fonction économique et leur emplacement au sein d'un complexe industriel ou pas, ils se partagent en :

a) **Entrepôts polyvalents:** Ils permettent d'entreposer les marchandises les plus diverses dans des conditions d'ambiance tout aussi variées. Ce sont en générale des entrepôts dits publics conçus pour entreposer des marchandises pour le compte de tiers.

b) **Entrepôts d'usines:** Comme leur nom l'indique, ils font le plus souvent partie intégrante d'un complexe industriel et permettent de stocker la matière première et souvent pour un temps relativement court les produits finis. Ce groupe comprend par exemple les entrepôts des usines de conserves, abattoirs, laiteries.

c) **Entrepôts de commerce:** Ils sont utilisés comme entrepôts d'assortiment pour entreprises commerciales ou industrielles. On peut classer dans cette catégorie les chambres froides des centres d'entreposage principaux des chaines commerciales.

d) **Entrepôts des lieus de production:** Ils sont tous spécialement équipes pour effectuer le refroidissement très rapide de denrées éminemment périssables sur le lieu de production. Cette catégorie regroupe surtout les entrepôts frigorifiques des stations fruitiers.

e) **Entrepôts spécialises:** Ils appartiennent aux groupes des entrepôts spéciaux qui n'appartiennent à aucune des catégories précédentes, comme par exemple les entrepôts portuaires.

I.2.4. Cahier des charges techniques d'un entrepôt frigorifique : [2]

La conception d'un entrepôt frigorifique ou d'une chambre froide se fonde sur les spécifications techniques du cahier des charges. Les principales spécifications concernent :

a) **Produits :**

- La nature.
- Les mouvements.
- Les températures d'entrée des produits.

b) **Conditions d'entreposage :**

- Les températures de consigne.
- Les différentiels de réglage.
- La durée d'entreposage.
- Le mode de manutention.
- Le mode d'arrimage.

c) **Entrepôt :**

- L'entrepôt est à réaliser dans un bâtiment existant ou à construire.
- Le nombre et les principales caractéristiques des chambres froides.
- La situation de l'entrepôt et de celle de la salle des machines.
- Les caractéristiques des équipements frigorifiques préexistants (chambres froide).

d) Environnement :

- Le climat (température extérieure, humidité relative).
- Les ressources en énergie.
- Les ressources en eau.
- Les tonnages quotidiens.

e) Autres spécifications :

- La perte thermique maximale par les parois.
- Les particularités de construction (résistance de l'isolant au feu).
- La nature du site de construction de l'entrepôt (sol sain, sol bien drainé, bonne résistance mécanique du terrain).
- La surface disponible pour l'entrepôt y compris les locaux.

I .3. Description et situation de l'entrepôt frigorifique :

Notre projet consiste à l'étude d'un entrepôt frigorifique à un seul niveau (étage) situé dans la région de Médéa, il est conçu pour la conservation, le stockage et la congélation de la viande du bœuf et pomme.

Tableau I .1 : Description des chambres froides

chambre	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Rôle
01	12.05	6.05	5	Réfrigération
02	12.05	6.02	5	Congélation
SAS	12.37	6	5	Réfrigération

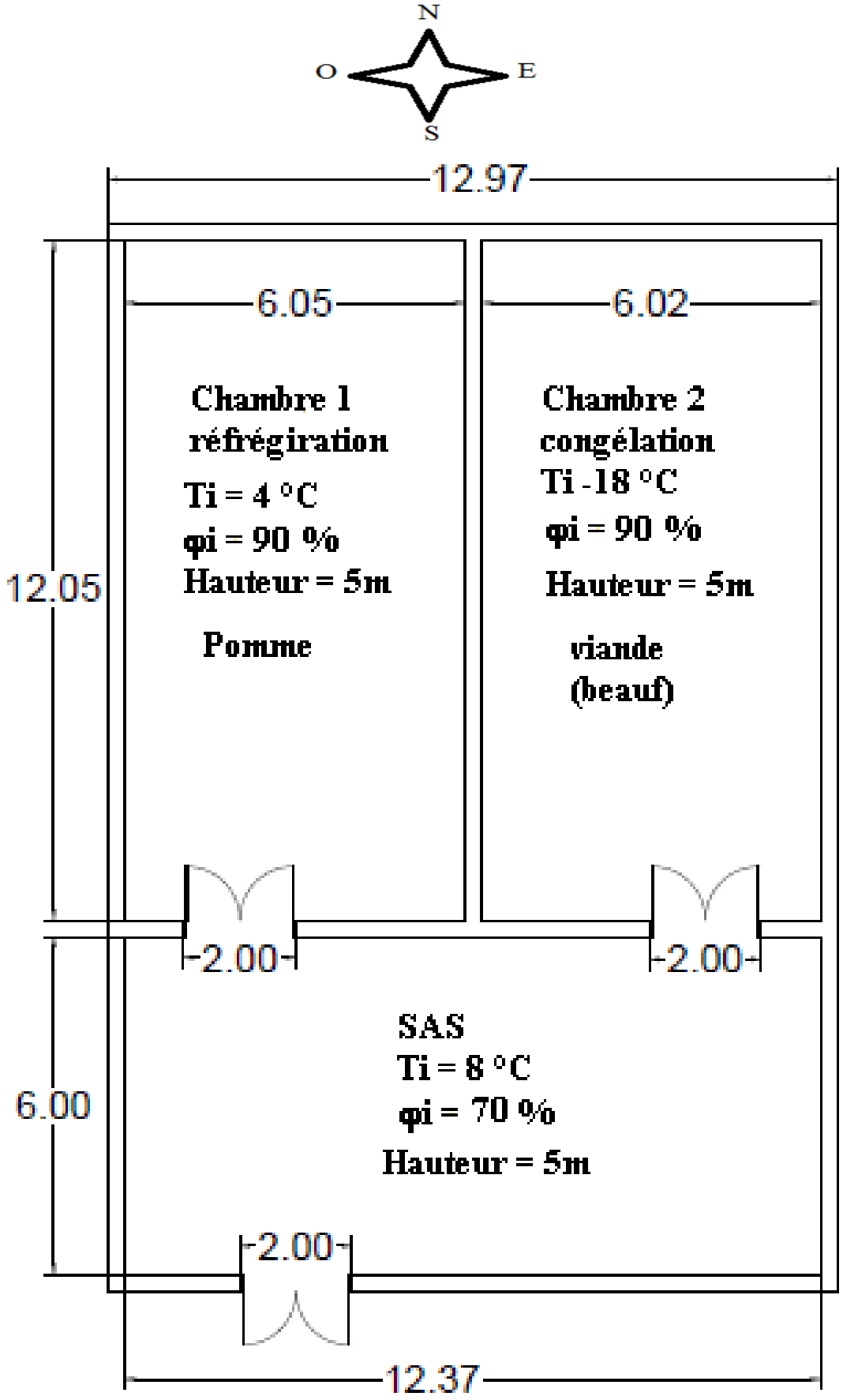


Figure I.1 : vue en plan de l'entrepôt frigorifique

I.4. Données climatiques :

I.4.1. Données climatiques extérieurs :

Suivant la carte climatique d'Algérie, la ville de Médéa est située dans la zone B. Elle est caractériser en période estivale par :

Tableau I.2 : Données climatiques extérieurs. [4]		
Caractéristique	Unité	valeur
Température extérieure de bas (T_e)	°C	37
Humidité relative (Ø)	%	28
Température humide (T_h)	°C	22.4
Vitesse de l'air (V)	m/s	5 ÷ 10

I.4.2. Conditions intérieures d'entreposage : (dans les chambres froides) :

Ces conditions sont nécessaires pour le calcul du bilan thermique de l'entrepôt frigorifique.

Tableau I.3 : Conditions intérieures d'entreposage. [5]				
Chambre	Température (°C)	Produit	Humidité (°C)	Vitesse de l'air (m/s)
01	4	pomme	90	1.5
02	-18	Viande (bœuf)	90	1.5
SAS	8	/	70	1

I.4.3. Caractéristiques thermodynamiques des denrées à entreposer:

La connaissance de ces caractéristiques est indispensable pour calculer les différents apports internes dus aux variations des températures entre les denrées et les chambre froides. (Refroidissement de la chambre).

Tableau I.4 : Caractéristiques thermodynamiques des produits entreposés

Denrées	Température de congélation T (°C)	Chaleur massique (KJ/Kg. K)		Chaleur latente de congélation (KJ/Kg)
		Cp avant congélation	Cp après congélation	
Pomme	-2	3.85	1.88	281
Viande (bœuf)	-1.5	3.22	1.69	231

Chapitre II :

Calcul du bilan thermique

II .1. Introduction :

Le bilan thermique est nécessaire aux calculs d'une installation frigorifique. Cette installation doit être prévue pour conserver des denrées ou autres produits dans de bonnes conditions de stockage, température, hygrométrie, ventilation.

Le bilan thermique permet de déterminer les apports thermiques journaliers. Il faut, afin d'effectuer les calculs, obtenir les éléments nécessaires.

II.2. Calcul du Tonnage des denrées à entreposer :

Le tonnage a pour but de réguler le rythme d'introduction des produits dans les chambres et l'utilisation rationnelle du volume utile pour le stockage.

Le but de tonnage est de déterminer la capacité de stockage de chaque chambre. Cette capacité dépend essentiellement du :

- volume de la chambre froide.
- mode de stockage.

II.2.1. Capacité de stockage:

La capacité de stockage est un paramètre essentiel pour le calcul des apports internes dus à, l'introduction des denrées dans les chambres froides.

Pour déterminer cette capacité, il faut identifier le procédé utilise pour la conservation des denrées.

Dans notre cas, on opte pour une conservation dans des caisses disposées.

Les dimensions des caisses :

- longueur : L = 80 cm.
- largeur : l = 45 cm.
- hauteur : H = 20 cm.
- poids net : m = 2.5 Kg.

La disposition des caisses à l'intérieures des chambres pour assurer une bonne circulation de l'air doit respecter certaines normes.

Cette disposition est représentée sur la figure suivante.

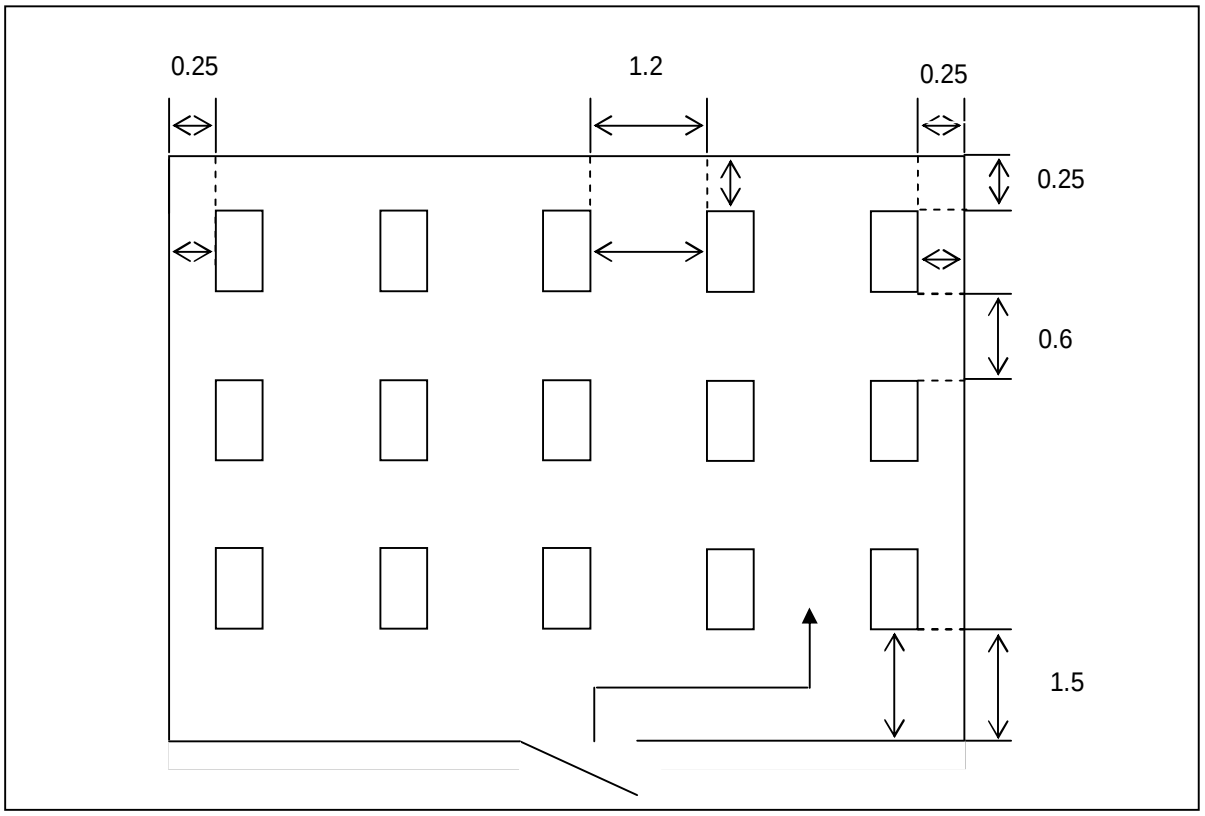


Figure (II.1) : Disposition des caisses à l'intérieur des chambres

II.2.2. Calcul le nombre de caisses :

Comme exemple de calcul, on choisit la chambre de congélation viande.

Les dimensions de la chambre (L × l × H) = (12.05 × 6.05 × 05) m^3

- n_1 : Nombre de caisses sur la langueur de la chambre.

$0.45 \times n_1 + 1.2 (n_1-1) + 2 \times 0.25 = 12.05$ m……(II.1)

$n_1 = 07$ caisses.

- n_2 : Nombre de caisses sur la largeur de la chambre

$0.8 \times n_2 + 0.6 (n_2 - 1) + 1.5 \times 0.25 = 6.05$ m……..(II.2)

$n_2 = 04$ caisses.

On peut mettre jusqu'à 10 caisses dans le sens de la hauteur $n_3 = 20$

N_t : Nombre total de caisses dans la chambre froide.

$N_t = n_1 \times n_2 \times n_3 = 7 \times 4 \times 20$

$N_t = 560$caisses.

II.2.3. Calcul de la densité d'entreposage :

La masse d'une caisse de pomme varie entre 40et 50 Kg donc on prend la masse moyenne. La contenance moyenne d'une caisse est $m_c = 45$ Kg.

La densité d'entreposage est $M_t = N_t \times m_c$

$M_t = 560 \times 45 = 25200$ Kg

$M_t = 25200$ Kg.

La quantité introduite chaque jour représente 10% de la densité d'entreposage de la chambre

$M_j = M_t \times 10\% = 2520$ Kg/Jour = 2.52 tonne/jour.

$M_j = 2.52$ t/j.

Le débit massique d'entreposage :

$Q_j = M_j /24 = 2520 /24 = 105$ kg/h.

$Q_j = 105$ kg/h.

Tableau II.1: densité d'entreposage**.**

Chambre	N_t caisses	M_t Kg	M_j Kg/j	M_j Tonne/j	Q_j Kg/h
01	560	25200	2520	2.52	105
02	560	25200	2520	2.52	105
SAS	560	25200	2520	2.52	105

II.3. Etude de l'isolation thermique :

II.3.1. Définition :

L'isolation est un matériau dont le coefficient de conductivité thermique ne dépasse pas 0,06 (W/ m.^{o}C), les isolations sont classes à partir de leurs matières premières.

- Isolation d'origine minéral (fibre de verre, laine minérale, verre cellulaire).
- Isolation d'origine végétale (liège, caoutchoutes mousses).
- Isolation de synthèse issue des sous-produits de la pétrochimie :(Polystyrène expansé, mousse de polyuréthane).

II.3.2.Choix de l'isolant :

Pour notre entrepôt, on a choisi les isolants suivants:

- Le liège pour le plancher à cause de sa bonne résistance mécanique [λ = 0.043 (w/m°C)].
- Le Polyuréthane (PUR) [λ = 0.024 (w/m °C)].

II.3.3.Caractéristiques du polyuréthane :

- Conductivité thermique très faible λ = 0.024 (w/m°c)
- Masse volumique faible.
- Bonne résistance mécanique et chimique.
- Non Toxique.
- Ininflammable.
- Inodore.
- Volume constant.
- Léger.
- Etanche à la vapeur d'eau.
- Disponible en Algérie.
- Moins chère.

II.4. Choix des différentes parois :

- **Mur extérieur et plafond :**

La composition de cette paroi est donnée au tableau suivant :

Tableau II.2 : Mur extérieur et plafond

N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^0K)	R_i ($m^2.K/W$)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Lame d'air	0.08	0.023	3.33
03	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
04	Polyuréthane	0.02	0.024	0.83
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

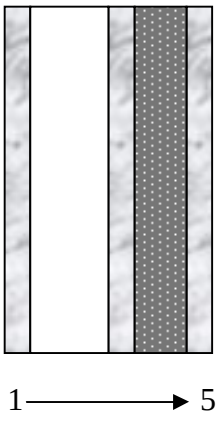


Figure (II.2) : Mur extérieur et plafond

- **Mur intérieur** :

Tableau II.3 : Mur intérieur				
N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m.K)	R_i (m^2.K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Polyuréthane	0.015	0.024	0.625
03	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}

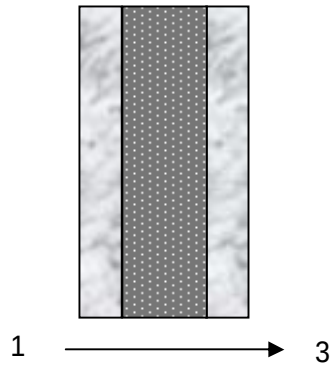
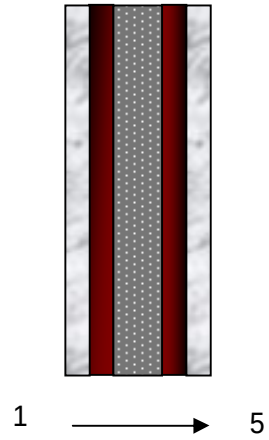


Figure (II.3) : Mur intérieur

- **Porte :**

Tableau II.4: Porte				
N°	Matériaux	e (m)	λ (W/m^0K)	R_i (m^2.K/W)
01	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}
02	Bois	0.02	0.15	0.133
03	Polyuréthane	0.03	0.024	1.25
04	Bois	0.02	0.15	0.133
05	Acier galvanisé	0.005	45	1.11×10^{-4}



FigureII.4 : Porte

- **Plancher :**

Tableau II.5 : Plancher				
N°	Matériaux	E (m)	λ (W/m^0K)	R_i (m^2.K/W)
01	Carrelage	0.03	1.05	0.028
02	Enduit ciment	0.02	0.87	0.022
03	Dalle en B .A	0.12	1.16	0.103
04	Carton bitumé	0.002	0.23	0.0086
05	Liège	0.02	0.043	0.465
06	Carton bitumé	0.002	0.23	0.0086
07	Sable	0.01	0.58	0.017
08	Pierre	0.3	2.1	0.142

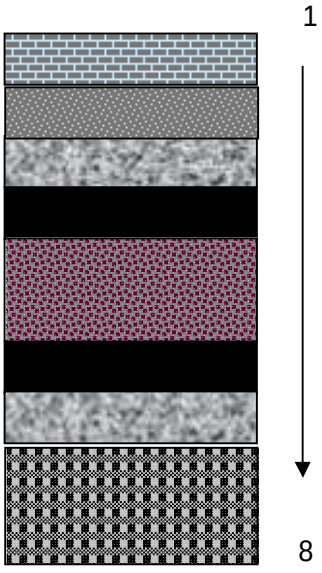


Figure II.5 : Plancher

II.5. Base de calcul :

Les charges thermiques d'une chambre froide se répartissent en deux catégories :

- Les charges thermiques externes.
- Les charges thermiques internes.

II.5.1.Charges thermiques externes :

Les charges thermiques externes comprennent :

II.5.1.1. Charges thermiques par transmission à travers les parois(Q_{tr}) :

Le calcul s'effectue paroi par paroi à savoir les quatre parois verticales puis le plancher haut (toiture) et enfin le plancher bas.

La charge thermique par transmission a pour valeur :

$$Q_{tr} = K \times S \times \Delta T \quad \textbf{(w)} \qquad \textbf{.....(II.3)}$$

Q_{tr} : charge thermique par transmission à travers les parois **(W).**

S : surface de la paroi considérée **(m^2).**

ΔT : différence de température entre les deux côtés de la paroi considérée **(°C).**

K : coefficient de transmission thermique de la paroi considérée **($w/m^{2o}k$)**.

Avec :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}} (W/m^2.{}^{o}k) \qquad \textbf{.....(II.4)}$$

Avec :

$\frac{1}{hi}$: Résistance thermique superficielle interne en **(m^2 k /w)**, sa valeur varie en fonction de l'intensité de mouvements d'air à l'intérieur de la chambre froid (tableau 3).

$\sum_{i=1}^{n} \frac{e}{\lambda}$: Somme des résistances thermique des différentes couches de matériaux constituant la paroi en **(m^2k^o /w).**

Chaque couche de matériaux est caractérisée par son épaisseur (e) en **m** et par son coefficient de conduction thermique (λ) en **(w /m.^{o}k).**

$\frac{1}{he}$: Résistance thermique superficielle externe en **(m^2.k/w).**

Lorsque l'on vent effectuer un calcul précis dans les cas de chambres froides dont certaines parois sont fortement ensoleilles on majore l'écart de température (ΔT) donnant la charge thermique par transmission de la valeur de ($\Delta \grave{T}$).

Donc :

$$Q_{tr} = K \times S \times (\Delta T + \Delta \grave{T}) \quad (w) \qquad \text{.....(II.5)}$$

Tableau II.6: Valeurs de $\Delta \grave{T}$enfonction de l'orientation et latitude et les parois

Latitude E	Orientation des parois verticales								Paroi horizontale
	S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	
30	1.9	3.0	3.7	3.0	1.9	3.0	3.06	3.0	7.4
36.27	2.40	3.14	3.31	2.87	1.77	2.87	3.66	3.43	7.29
40	2.7	3.5	3.7	2.8	1.7	2.8	3.7	3.5	7.3

II.5.1.2.Charges thermiques par renouvellement d'air (Q_{re}) :

Il est prévu un renouvellement de l'air ambiant dans certaines chambres froides.

Le renouvellement consiste au remplacement d'une partie de l'air de la chambre froide par de l'air extérieur.

La 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.

La charge thermique par renouvellement d'air a pour valeur :

$$Q_{re} = m_{a.e} \times \Delta h \quad \textbf{(W)} \qquad \text{.....(II.6)}$$

Avec :

$\mathbf{m_{a.e}}$: débit masse d'air extérieur à renouveler (kg/s).

$\mathbf{\Delta h}$: différence d'Enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre froide (kJ/kg)

$$\Delta h = h_{a.e} - h_{a.a} \qquad \text{.....(II.7)}$$

$\mathbf{h_{a.e}}$: Enthalpie de l'air extérieur (kJ/Kg).

$\mathbf{h_{a.a}}$: Enthalpie de l'air intérieur (kJ/Kg).

Par ailleurs, on a :

$$\mathbf{m_{a.e}=V_{a.e}\times\rho_{a.a}/86400.} \quad \text{.....(II.8)}$$

Avec :

$\mathbf{V_{a.e}}$: débit volumique de l'air extérieur (m^3/jour).

$\boldsymbol{\rho_{a.a}}$: masse volumique de l'air dans la chambre (Kg/m^3).

$$\boldsymbol{\rho_{aa} = \frac{\rho_{\circ}}{1+\frac{t}{273.15}}} \quad \text{.....(II.9)}$$

$\boldsymbol{\rho_o}$: masse volumique de l'air égale à1, 293 (Kg/m^3.)

t : température de la chambre froide (°C)

Enfin, pour le débit volumique d'air extérieur, on a :

$$\mathbf{V_{ae} = V_{c.f}\times n} \quad (\mathbf{m^3/jour}). \quad \text{.....(II.10)}$$

Avec :

$\mathbf{V_{c.f}}$: volume de la chambre froide **(m3).**

n : taux de renouvellement de l'air journalier donné par :

$$\mathbf{n}=\frac{70}{\sqrt{Vcf}} \quad \mathbf{jour^{-1}} \quad \text{.....(II.11)}$$

II.5.1.3. Charges thermiques par ouverture des portes (Q_{op}):

La charge thermique due à l'ouverture des portes est donnée par la relation :

$$\mathbf{Q_{op}} = \left[8 + (0.067 \times \Delta T_p)\right] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times \sqrt{h_p\left(1-\frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}}\right)} \times (h_{a.f} - h_{a.a}) \times C_{r.a} \quad (W) \qquad \textbf{(II.12)}$$

Avec :

$\mathbf{\Delta T_p = T_e - T_a}$ **en (k°).**

$\mathbf{T_a}$: Température ambiante dans la chambre froide.

$\mathbf{T_e}$: Température à l'extérieur.

τ_p: Temps d'ouverture des portes exprimé en **(min/h)**.

$\rho_{a.a}$: Masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froid en **(kg/m^3)**.

L_p: Largeur d'une porte en **(m).**

h_p : Hauteur d'une porte en **(m).**

$\rho_{a.e}$: Masse volumique de l'air du coté de la porte autre que la chambre froid en **(kg/m^3).**

$h_{a.a}$: Enthalpie de l'air ambiant dans la chambre froid en **(kJ/kg).**

$C_{r.a}$:Coefficient de minoration du à la présence éventuelle d'un rideau d'air dans le cas d'une porte sans rideau, on prend **(C_{ra}=1)** tandis que dans le cas d'une porte avec rideau on prend **(C_{ra}=0.25).**

Et le temps donné par la formule :

$$\tau_p = \frac{d_t \times f_j}{24} \text{ (min/h)} \qquad \text{.....(II.13)}$$

d_t: Durée moyenne d'ouverture des portes (aller et retour) pour permettre le passage des marchandises en minute par tonne$(\mathbf{min/t})$.

f_j: Flux journalier des marchandises en tonne par jour $(\mathbf{t/jour})$.

Le flux journalier (f_j)de marchandise pouvant transité par la ou les portes d'une chambre froide se détermine par l'expérience sur la base de la contenance totale de la chambre froide en **(kg)**.

La contenance totale d'une chambre froide peut être calculée d'après la formule :

$$C = A \times h \times d_e \times \eta_0 \quad \text{(kg)} \qquad \text{.....(II.14)}$$

Avec :

A : surface de la chambre froide en **(m^2).**

h : hauteur maximale de gerbage en **(m).**

d_e : Densité d'entreposage en **(kg/m^3).**

η_0: Coefficient d'occupation au sol des marchandises en **(%).**

II.5.2.Charges thermiques internes :

II.5.2.1. Charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées

a) Charges thermiques dues à l'éclairage ($Q_{e.c}$) :

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'éclairement nominal habituellement prévu oscille entre 60 et 100 lux ce qui fait que l'on peut adopter une charge thermique d'environ **6 W/m²** au sol.

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

$$Q_{e.c} = n \times p \times \tau / 24 \quad (W) \qquad \text{II.15)}$$

n : nombre de luminaires.

p : puissance de chaque luminaire en **(W)**

τ: Durée de fonctionnement des luminaires **(générale 8 h/d)**

24: nombre heures dans une journée.

II.5.2.1.2. Charges thermiques dues aux personnes ($Q_{p.e}$) :

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

$$Q_{p.e} = i \times q_p \times \tau / 24 \quad (W) \qquad \text{(II.16)}$$

Avec :

i : nombre de personnes opérant dans la chambre froide.

Q_p : quantité de chaleur dégagée par unité de temps et par personne, elle dépend de la nature de l'activité. **(W)**

τ : Durée de présence de chaque personne dans la chambre froide. **(h/j)**

b) Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr}) :

La charge thermique due au matériel roulant (chariots élévateurs et transpalettes) se calcule comme suit :

$$Q_{m.r} = n \times p \times \tau / 24 \quad (W) \qquad \text{(II.17)}$$

Avec :

n : nombre de matériels roulant d'un type donné

P : puissance totale de chaque type de matériel **(W)**

***τ*:** Durée de présence du matériel **(h/j).**

c) Charges thermiques dues aux matériels divers (Q_{md}) :

Ces machines peuvent être très diversifiées, étuves, cutters, hachoirs …etc. a on :

$$Q_{m,d} = \frac{i \times p \times \tau}{24}$$

$$Q_{m.d} = i \times p \times \tau \ / 24 \quad (W) \qquad \text{.....(II.18)}$$

n : nombre de machine divers.

P : puissance de chaque type de machine en (**W).**

t : durée de fonctionnement de chaque type de machine en (**h/j).**

II.5.3.Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées :

a) Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de}) :

Cette charge résulte de ce que les produits introduits dans la chambre froide se trouvent 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'atteint pas la température d'entreposage. Cette charge est donnée par la formule :

- Dans le cas de réfrigération :

$$Q_{de} = \frac{m \times c_1 \times (t_1 - t_2)}{86400} (KW) \qquad \text{.....(II.19)}$$

- Dans le cas de congélation :

$$Q_{de} = \frac{m \times c_1 \times (t_1 - t_2) + m \times L + m \times c_2 \times (t_3 - t_2)}{86400} (KW) \qquad \text{.....(II.20)}$$

Avec :

m : masse de denrées introduites chaque jour. **(Kg/j).**

C_1 : capacité thermique massique avant la congélation du produit à entreposer **(KJ/Kg.K).**

t_1 : température initiale de la denrée introduite. **(°C).**

t_2 : température de congélation de la denrée. **(°C).**

L : chaleur latente de congélation de la denrée. **(KJ/Kg).**

C_2 : capacité thermique massique après la congélation du produit à entreposer **(KJ/Kg.K).**

t_3 : température d'entreposage qui tend vers la température de la chambre froide **(°C).**

$$C_m = \frac{m_1 \times c_1 + m_2 \times c_2 + \cdots + m_n \times c_n}{m_1 + m_2 + \cdots + m_n} (KJ/kg\ .k^{\circ}) \quad \text{.....(II.21)}$$

b) Charge thermique due aux respirations des denrées (Q_{resp}):

Les produits végétaux (fruits et légumes) dégagent de la chaleur du fait de leur respiration. Il faut tenir compte de la charge correspondante qui a pour valeur :

$$Q_{resp} = \frac{m \times q_{resp}}{86400} \quad (KW) \quad \text{..... (II.22)}$$

Avec :

m : masse de marchandises **(Kg/j).**

q_{res}: chaleur de respiration de marchandises **(KJ/Kg).**

II.6.Puissances frigorifique de l'évaporateur :

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

La charge frigorifique intermédiaire (Q_{int}) est la somme des charges thermiques Calculées précédemment

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{mr} + Q_{md} + Q_{de} + Q_{resp} \quad \textbf{(II.23)}$$

En désignant par tint la durée journalière de fonctionnement de l'installation frigorifique en heures. La puissance intermédiaire de l'évaporateur P_{int} s'écrit :

$$P_{int} = Q_{int} \times 24 / \tau_{inst} \quad \text{.....(II.24)}$$

En général la durée de marche de l'installation frigorifique (τ_{int}) est de 18heures par jour pour la produits congelés et de 16heures par jour dans les autres cas, pour les installations industrielles la durée de fonctionnement va 18 à 20 heures la détermination provisoire des évaporateurs se fait à partir du calcul de la puissance frigorifique prévisionnelle P_{prev} en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire.

II.6.1.Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur $[Q_{vent}]$:

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

$$Q_{vent} = \frac{n \times p \times \tau_{evap}}{\tau_{inst}} \quad (w) \qquad \text{.....(II.25)}$$

Avec :

n : Nombre de moteur de ventilateurs.

P : puissance du ventilateur considérée en **(w).**

τ_{evap} : Durée de fonctionnement des frigorifique en **(h/d).**

τ_{inst} : Durée de marche de l'installation frigorifique en **(h/d)** en générale **(18h/d)** pour les chambres froides de produits congelais et **(16h/d)** pour les autres cas.

II.6.2. Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage $[Q_{dég}]$:

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

$$Q_{dég} = \frac{n \times p \times \tau_{dég}}{\tau_{inst}} \quad (w) \qquad \text{.....(II.26)}$$

n : nombre de résistances électriques.

p : puissance calorifique de chaque résistance d'un type donnée en **(w).**

$\tau_{dég}$: Durée journalier de dégivrage en **(h/d).**

τ_{inst} : Durée de marche de l'installation frigorifique en **(h/d)** en général **18h/d** pour les chambres froides de produits congelés et **(16h/d)** pour les autres cas.

II.4.6. Evaluation du bilan thermique général : $[Q_{tot}]$

Pour tenir compte des apports incalculables ou des imprécisions dans les données, il faut majorer de (5 à 10%).

En majorant le total de 10% le bilan thermique général devient :

$$P_{tot} = P_{effe} + 10\%P_{effe} \quad (w) \qquad \text{.....(II.27)}$$

$$\mathbf{P_{effe} = P_{inst} + Q_{ve} + Q_{dég}}$$

II.6.4.Charge thermique prévisionnelle :$[Q_{prev}]$

$$P_{prev} = 1.2 \times P_{tot} \ (w) \qquad \text{.....(II.28)}$$

II.7.Calcule le bilan thermique :

II.7.1. Calcule la charge thermique externe :

II.7.1.1. Charge thermique par transmission à travers les parois :

$$Q_{tr} = K \times S \times \Delta T \qquad \textbf{(w)}$$

a) Calcul coefficient K pour la paroi:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \sum_{n=1}^{n} \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{he}}$$

- **Exemple de calcul : (chambre 01)**

Flux sortant

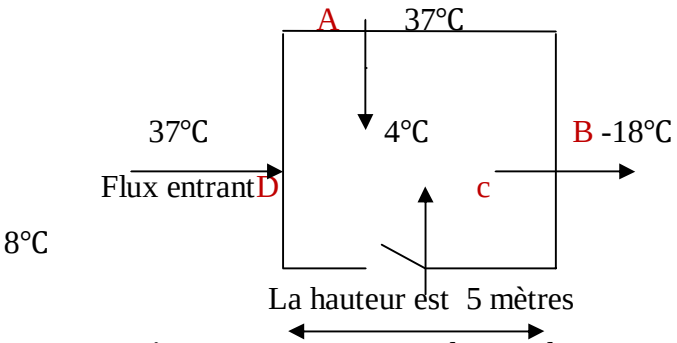


Figure II.7 : La nomenclature des parois de la chambre

- **Paroi (A) :**

$\frac{1}{hi}$ =0.06 , $\frac{1}{he}$ =0.03**…….Tableau (II.11).**

Tableau II.7 : Résistances thermiques superficielles 1/hi et 1/he en m^2.kw des parois d'une chambre froide.

Coté externe de la paroi	$1/h_e$	Coté interne de la paroi	$1/h_i$
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

$K=\frac{1}{0.06+\left(3\times\frac{0.005}{45}\right)+\left(2\times\frac{0.05}{0.35}\right)+\left(\frac{0.08}{0.023}\right)+\left(\frac{0.02}{0.024}\right)+0.03}$ =0.23W/m².K.

S =6.05×5 = 30.25 m²

ΔT= Te–Ti =37 -4 = 33℃

Q_{tr} = 0.23× 30.25 × 33 = 229.59 W

- **Paroi (B) :**

$K=\frac{1}{0.06+\left(2\times\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.015}{0.024}\right)+0.12}$ = 1.24 W/m².K.

S =12.05× 5 = 60.25m²

ΔT= Te–Ti =-18−4= -22 ℃

Q_{tr} = 1.24× 60.25 × −22 = -1643.62 W

- **Paroi (C) :**

$K=\frac{1}{0.06+\left(2\times\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.015}{0.024}\right)+0.12}$ =1.24W/m².K.

S_{mur}=6.05× 5 = 30.25m²

S_p = 2× 3 = 6m²

$S_{tot} = S_{mur} - S_p$ =30.25−6 =24.25 m²

ΔT= Te–Ti =8−4=4℃

Q_{tr} = 1.24× 24.25 × 4 = 120.28 W

- **Paroi (D) :**

$K=\frac{1}{0.06+\left(3\times\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.08}{0.023}\right)+\frac{0.02}{0.024}+0.03}$ =0.23 W/m².K.

S =12.05× 5 = 60.25 m^2

ΔT= Te–Ti =37−4=33℃

Q_{tr} = 0.23× 60.25 × 33 = 457.29 W

- **Plafond :**

K = $\frac{1}{0.06+\left(3\times\frac{0.005}{45}\right)+\left(\frac{0.08}{0.023}\right)+\frac{0.02}{0.024}+0.03}$ =0.23 W/m².K.

S =L× l =12.05×6.05 =72.9m²

ΔT= Te–Ti =37−4=33℃

Q_{tr} = 0.23× 72.9 × 33 = 553.31 W

- **Plancher :**

K = $\frac{1}{0.06+0.028+0.022+0.103+0.0086+0.465+0.0086+0.017+0.142}$= 1.17 W/m².K.

S = 12.05×6.05 =72.9m²

ΔT= Te–Ti =12−4= 8℃

La température de sol 12℃ ⟶15℃

Q_{tr} = 1.17× 72.902 × 8 = 682.34 W 0

- **Porte :**

K = $\frac{1}{0.06+\left(2\times\frac{0.005}{45}\right)+\left(2\times\frac{0.02}{0.15}\right)+\left(\frac{0.03}{0.024}\right)+0.12}$ = 0.59 W/m².K.

S =2×3 = 6 m²

ΔT= Te–Ti =8−4= 4℃

Q_{tr} = 0.59× 6 × 4 = 14.16 w

Tableau II.8 : Charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 01.

Paroi	coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (^{o}C)	T (interne) (^{o}C)	différente de température (^{o}C)	Qtr (W)
A	0.23	30.25	37	4	33	229.59
B	1.24	60.25	-18	4	-22	-1643.62
C	1.24	24.25	8	4	4	120.28
D	0.23	60.25	37	4	33	457.29

Plafond	0.23	72.90	37	4	33	553.31
Plancher	1.17	72.90	12	4	8	682.34
porte	0.59	6	8	4	4	14.16

Q_{tr}= 413.35 W

- **Chambre № 2 :**
- **Calcul le coefficient (k):**
- **Plancher :**

$$K = \frac{1}{0.06+0.028+0.22+0.103+0.0086+0.465+0.0086+0.017+0.14+0.03} = 0.92 \text{ W/m}^2\text{.K}$$

$$S = 12.05 \times 6.02 = 72.541 m^2$$

$$\Delta T = Te - Ti = 12 - (-18) = 30°C$$

$$Q_{tr} = 0.92 \times 72.54 \times 30 =$$ 2002.104 w

Tableau II.9: Charge thermique par transmission à travers les parois de la chambre 02.

Paroi	coefficient k (W/m².K)	Surface (m²)	T (externe) (°C)	T (interne) (°C)	différente de température (°C)	Qtr (W)
A	0.23	30.25	37	-18	55	382.66
B	0.23	60.25	37	-18	55	762.16
C	1.24	24.1	8	-18	26	776.98
D	1.24	60.25	4	-18	22	1643.3
Plafond	0.23	72.54	37	-18	55	917.64
Plancher	0.92	72.54	12	-18	30	2002.104
porte	0.59	6	8	-18	26	92.04

Q_{tr}=6576.88 W

- **SAS:**

Tableau II.10: Charge thermique par transmission à travers les parois SAS.

Paroi	coefficient k (W/m².°K)	Surface (m²)	T (externe) (°C)	T (interne) (°C)	différente de température (°C)	Qtr W
A	0.23	30	37	8	29	200.1
B	0.23	55.85	37	8	29	372.51
C	0.23	30	37	8	29	200.1
D	1.24 1.24	24.25 24.1	4 -18	8 8	-4 -26	-120.28 -776.98
Plafond	0.23	74.22	37	8	29	495.04
Plancher	0.23	74.22	12	8	4	68.28
Porte	0.59 0.59	6 6	4 -18	8 8	-4 -26	-14.16 -92.04

Q_{tr}=332.57 W

La somme des apports de chaleur par transmission pour chaque chambre :

Tableau II.11 : Somme des apports de chaleur par transmission pour chaque chambre

Destination	Chambre 01	Chambre 02	SAS
Q_{tr} (W)	413.35	6576.88	332.57
Q_{tr} (KW)	0.413	6.576	0.332

II.7.1.2. Charge thermique par renouvellement d'air:

On a: $Q_{re} = m_{a.e} \times \Delta h(W)$

Avec :

$\Delta h = h_{a.e} - h_{a.a}$

Par ailleurs, on a :

$m_{a.e} = V_{a.e} \times \rho_{a.a} / 86400$.

Enfin, pour le débit volumique d'air extérieur, on a :

$$\mathbf{V_{ae} = V_{c.f} \times n} \ (m^3/jour).$$

Taux de renouvellement de l'air journalier donné par :

$$N = \frac{70}{\sqrt{Vcf}} \ jour^{-1}$$

$V_{c.f} = L \times l \times h = 12.05 \times 6.05 \times 5 = 364.512 \ m^3$

$$n = \frac{70}{\sqrt{Vcf}} = \frac{70}{\sqrt{364.512}} = 3.666 \ \ jour^{-1}$$

$\mathbf{V_{ae} = V_{c.f} \times n} = 3.666 \times 364.512 = 1336.300 \ m^3/jour.$

$\rho_{a.a}$: Du diagramme psychrométrique.

$$\begin{cases} T_i = 4°C \\ \varphi = 90\% \rho_{a.a} = 1.264 \ Kg / m^3 \end{cases}$$

$m_{a.e} = V_{a.e} \times \rho_{a.a} / 86400 = \frac{1336.300 \times 1.264}{86400} = 0.0195 \ Kg / s.$

$\Delta h = h_{a.e} - h_{a.a}$

$$\begin{cases} T_i = 4°C \\ \varphi = 90\% h_{a.a} = 15.358 \ KJ / Kg. \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_i = 37°C \\ \varphi = 28\% h_{a.e} = 65.295 \ KJ / Kg. \end{cases}$$

$Q_{re} = m_{a.e} \times \Delta h = 0.0195 \times (65.295 - 15.358) =$ 973.771 W

Donc :

Tableau II.13 : Paramètres de renouvellement d'air.

Chambres	V_{cf} (m^3)	n (j^{-1})	V_{ae} (m^3 / j)	ρ_{aa} (Kg / m^3)	m_{ae} (Kg / s)
1	364.512	3.666	1336.300	1.264	0.0195
2	362.705	3.675	1332.940	1.381	0.021

SAS	371.1	3.633	1348.206	1.243	0.0193

Alors :

Tableau II.14 : Charge thermique par renouvellement d'air.

Chambre	m_{ae} (Kg / s)	$h_{a.a}$ (KJ / Kg)	$h_{a.e}$ (KJ/ Kg)	Δh (KJ / Kg)	Q_{re} (KW)	Q_{re} (W)
1	0.0195	15.358	65.295	49.937	0.973	973.771
2	0.021	-16.341	65.295	81.636	1.714	1714.356
SAS	0.0193	19.693	65.295	45.602	0.880	880.118

II.7.1.3 : Charge thermique par ouverture de porte

On a:

$$Q_{op} = \left[8 + \left(0.067 \times \Delta T_p\right)\right] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times \sqrt{h_p\left(1 - \frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}}\right)} \times \left(h_{a.f} - h_{a.a}\right) C_{r.a}\,.$$

- **Chambre № 1 :**

- $\Delta t_p = (t_e - t_i) = 8 - 4 = 4\ ^oC$.
- $t_{aux} = \frac{d_{t \times f_j}}{24}$
- $d_t = 6$ min /t**……..Tableau (II.18)**

Tableau II.15 : durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide.

Type de porte	Type de marchandise	dt en min/t
Porte à ouverture manuelle	cas de la viande animale sur pendoir cas des marchandises palettisées	1.5 6

Porte automatique commandée	Cas de la viande animale sur pendoir Cas des marchandises palettisées	1 0.8

T_i= 4℃

φ = 90% $h_{a.a}$ =15.358 KJ / Kg. ,$\rho_{a.a}$ =1.264 Kg / m^3

T_i= 37℃

φ = 28% $h_{a.e}$ = 19.693 KJ / Kg. ,$\rho_{a.e}$ =1.118 Kg / m^3

- A = $(19.693-15.358)\sqrt{3(1-\frac{1.118}{1.264})}$ = 2.551
- C_{min}=0.25 en présence d'un rideau
- f_j=$\frac{C\times 25}{100}$
- C = A×h×d_e×η_o.
- A = 12.05×6.05 =72.90 m^2
- h =5-1 =4 m
- d_e = 350 Kg /m^3
- η_o= $\frac{0.65+0.70}{2}$ = 0.675 **……Tableau (II.19)**

Tableau II.16 : Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide en fonction du type d'entreposage des marchandises.

Type d'entreposage	η_o
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à faible rotation	0,65……0,70
Entreposage de marchandises réfrigérées palettisées à rotation rapide	0,45……0,50
Entreposage de marchandises congelées	

palettisées à faible rotation	0,75…….0, 80
Entreposages de marchandises congelées palettisées à rotation faibles	0,50…….0, 60

- C =72.90 × 4 ×350 ×0.675 =68890.5 Kg.
- C =$\frac{68890.5}{1000}$ = 68.890 tonne.
- f_j=$\frac{C\times25}{100}$ =$\frac{68890.5\times25}{100}$ = 17222.625Kg /J
- t_{aux}= $\frac{d_t\times f_j}{24}$ =$\frac{6\times17222.625}{24\times1000}$ = 4.30 min/h.
- Q_{op} = [8+(0.067× 4) × 4.30 × 1.264 × 2 × 3 × 2.551 × 0.25] = 13.573 W

Tableau II.17 : Charge thermique par ouverture des portes

ΔT_P (°C)	dt (min/h)	$h_{a.a}$ (KJ /Kg)	$h_{a.e}$ (KJ / Kg)	$\rho_{a.a}$ Kg / m^3	$\rho_{a.e}$ Kg / m^3	A	d_e Kg / m^3	η_o.	C Kg	f_j Kg /J	t_{aux} min/h.	Q_{op} (W)
01	6	15.358	19.693	1.264	1.118	2.551	350	0.675	68890.5	17222.625	4.30	13.573
02	15	-16.341	19.693	1.381	1.118	27.236	300	0.55	47877.06	11969.265	7.48	743.153
SAS	6	19.693	65.295	1.243	1.12	24.60	325	0.675	64927.65	15582.636	3.89	378.58

II.8. Calcule la charge thermique interne :

II.8.1 Charge thermique indépendante du produit entreposé :

a) Charge thermique de l'éclairage (Q_{ec}) :

$Q_{ec} = \frac{i \times p \times \tau}{24}$ **W.**

- **Chambre № 1 :**

$Q_{ec} = 6 \times A$

$Q_{ec} = 6 \times (12.05 \times 6.05) =$ 437.415 W

Tableau II.18 : Charge thermique de l'éclairage.		
Chambre	A (m^2)	Q_{ec} (W)
01	72.90	437.415
02	72.541	435.246
SAS	74.22	445.32

b) Charge thermique due aux personnes Q_{pe} :

$\mathbf{Q_{pe} = \frac{n \times qp \times \tau}{24}}$ **W.**

- **Chambre № 1 :**

n : nombre de personne n = 6 personne.

T = 4℃

Qp : **Tableau (II.22)**

Tableau II.19: Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide.	
Température de la chambre froide (°c)	Quantité de chaleur dégagée par personne
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360

-20	390

On a :

0˚C → 270 **W** 4−0 → X-270 4˚C → X-270

4˚C → X W ↔ 5−0 → 240-270 ↔ 5˚C → -30

5˚C → 240 W

$X=\frac{1350-120}{5}$

X= 246, Qp = X=246

T =6h

Donc :

$Q_{pe}=\frac{4\times246\times6}{24}=$ 246 W

Tableau II.20: Charge thermique due aux personnes

Chambre	n	T(℃)	Qp (W)	T(h)	Q_{pe}(W)
01	4	4	246	6	246
02	4	-18	378	6	378
SAS	6	8	222	6	333

c) Charge thermique due au matériel roulant :

$Q_{m.r}$ = n× p×τ / 24 (W).

- **Chambre (01, 02, SAS) :**

$Q_{m.r}$ = 0 W (il n'y a pas de matériel roulant)

d) Charge thermique due à des machines diverse :

- **Chambre (01, 02, SAS) :**

$Q_{md}=\frac{n\times P\times t}{24}=0$ W.

Par ce que (n = 0) il n'y a pas des machines déverses.

II.8.2.Charges thermiques internes dépendantes de denrées entreposées

a) Charge thermique due aux denrées entrantes :

$Q_{de}=\frac{m\times c1\times(T1-T2)+l+m\times c2\times(T2-T3)}{86400}$

- **Chambre № 1 :**

$Q_{de}=\frac{m\times c\times\Delta T}{86400}$ W

$Q_{de}=\frac{68890.5\times3.85\times(8-4)}{86400}$= 12.2790KW

Q_{de}=12279.09 W

Tableau II.21 : Charge thermique due à denrées entreposées			
Chambre	1	2	SAS
Masse de marchandise Kg	68890.5	47877.06	65128.05
T_1 °C	8	8	8
T_2 °C	4	-1.5	-1.5
T_3 °C	/	-18	/
$\Delta T1$ °C	4	9.5	
$\Delta T2$ °C	/	16.5	/
Capacité thermique massique ($C_{1)}$ en KJ/Kg.°K	3.85	3,225	3.537
Capacité thermique massique($C_{2)}$ en KJ/Kg.°K	/	1,695	/
L	/	231	/
Q_{de} (KW)	12.2790	32.477	25.328
Q_{de} (W)	12279.07	32477.616	25328.705

b) Charge thermique due à la respiration des denrées :

$Q_{resp}=\frac{m.Q_{resp}}{86400}$ W

- **Chambre № 01 :**

On a :

0˚C → 53W 4-0 → X-53 4˚C → X-53

4˚C → X W ↔ 10-0 → 175-53 ↔ 10˚C →122

10˚C → 175 W

$X=\frac{488+530}{10}$ = 101.8 Ki/t.h

X=$\mathbf{q_{res}}$= 101.8 Kj/t.h

$\mathbf{Q_{resp}}=\frac{68.890\times101.8}{86400}$ = 0.08116KW

$\mathbf{Q_{resp}}$= 81.169 W

Tableau II.22 : Charge thermique due aux respirations de denrée.

Chambre	Masse de marchandises (tonne)	Chaleur de respiration (kJ /t. h)	Q_{resp} (KW)	Q_{resp} (W)
1	68.890	101.8	0.0816	81.169
2	47.877	0	0	0
SAS	65.128	50.9	0.0383	38.368

II.8.3 Puissance frigorifique : On a

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

Tableau II.23 : Charge thermique intermédiaire.

ch	Q_{tr} (W)	Q_{re} (W)	Q_{op} (W)	Q_{ec} (W)	Q_{pe} (W)	Q_{mr} (W)	Q_{md} (W)	Q_{de} (W)	Q_{resp} (W)	Q_{int} (W)
01	413.35	973.771	13.573	437.41	246	0	0	12279.07	81.169	14444.343
02	6576.88	1714.356	743.15	435.246	378	0	0	32477.66	0	42325.29
SAS	332.57	880.118	402.77	445.32	333	0	0	25328.705	38.368	27760.85

Q_{int} = 14.444 KW

$Q_{0.int} = \frac{Q_{int} \times 24}{t_{evap}} = \frac{14444.343 \times 24}{16}$ = 21666.514W

$Q_{0.prévi}$=1.2× $Q_{0.int}$

$Q_{0.prévi}$=1.2× 21666.514= 25999.81W

Q_{int}+20%

21666.514 ⟶ 100%

X ⟶ 20%

X = $\frac{21666.514 \times 20}{100}$ = 4333.302W

$Q_{0.prévi}$ = 4333.302+21666.514 = 25999.81W

Tableau II.24: Puissance frigorifique.

Chambre	Q_{int}(KW)	t_{evap}	$Q_{0.int}$(KW)	$Q_{0.prévi}$(KW)
1	14.444	16	21.666	26.000
2	42.325	18	56.433	67.720
SAS	27.760	16	41.641	50.000

II.8.4.Puissance frigorifique effective ($P_{0,effe}$) de l'évaporateur :

On a:

$$P_{0,effe} = Q_{0.int} + Q_{ve} + Q_{dég} \quad (W)$$

II.8.6.Charge thermique des ventilateurs dans les évaporateurs:[Q_{vent}]

$$Q_{tvent} = \frac{n \times P \times \tau_{evap}}{\tau_{inst}} \quad W.$$

τ_{inst} : la durée de fonctionnement de l'installation.

(18 heures pour la congélation et 16 heures pour la conservation).

II.8.6.Charge thermique due aux résistances de dégivrage :[$Q_{dég}$]

$$Q_{tdég} = \frac{n \times P \times t_{dég}}{\tau_{inst}} W$$

$T_{dég}$= 2 × 60 = 2 h /d. ….....**Tableau (II.28)**

Tableau II.25 : Nombre et durée des périodes de dégivrage à prévoir pour différentes chambres froides et meubles frigorifiques.

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

Exemple de calcule : chambre 01

On a choisie selon la puissance prévisionnelle et à partir du catalogue de l'évaporateur.

Tableau II.26: Puissance effective de l'évaporateur (la puissance frigorifique)

chambre	$Q_{prévi}$ (kw)	Type d'évaporateur	Puissance des résistances n × P (kw)	Puissance des ventilateurs n × P (kw)	Q_{0int} (kw)	Q_{vent} (kw)	$Q_{dég}$ (kw)	Q_{0eff} (kw)
01	26.000	SKB22L	/	4×0.54	21.666	2.16	/	23.826
02	67.720	NKH4x6DB1L	6×4.3	4×0.63	56.433	2.52	2.86	61.813
SAS	50.000	NKT4x6DB2S	/	4×0.63	41.641	2.52	/	44.161

II.8.7.Vérification de la température du SAS:

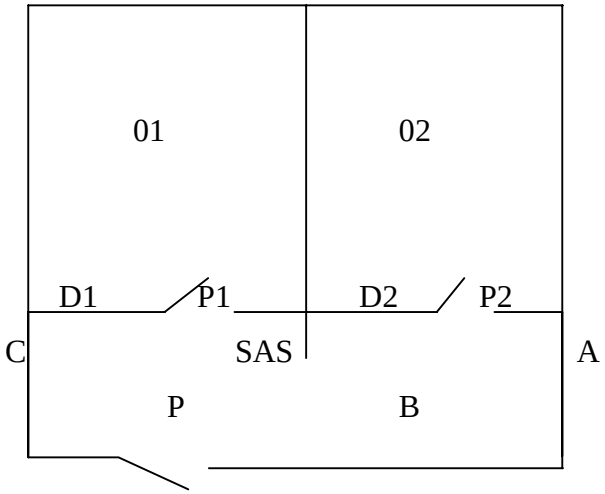


Figure II.7: Nomenclature des parois du SAS

$$\sum_{I=1}^{n} \boldsymbol{Q_{entrant}} = \sum_{I=1}^{n} \boldsymbol{Q_{sortant}} \quad \text{.....(II.29)}$$

$K_{ext} \times S_{ext} \times \Delta T = K_{int} \times S_{int} \times \Delta T.$

$K_{ext} \times S_{ext} \times (T_e - T_x) = K_{int} \times S_{int} \times (T_x - T_i).$

K_{ext} : Coefficient de transfert de chaleur global du mur extérieur.

K_{int} : Coefficient de transfert de chaleur global du mur intérieur.

S_{ext} : La surface des murs extérieurs.

S_{int} : La surface des murs intérieurs.

$K_A \times S_A \times (T_e - T_x) + K_B \times S_B \times (T_e - T_x) + K_C \times S_C \times (T_e - T_x) + K_P \times S_P \times (T_e - T_x) + K_{Pl} \times S_{Pl} \times (T_e - T_x) + K_{Ps} \times S_{Ps} \times (T_e - T_x) = K_{D1} \times S_{D1} \times (T_x - T_i) + K_{D2} \times S_{D2} \times (T_x - T_i) + K_{P1} \times S_{P1} \times (T_x - T_{P1}) + K_{P2} \times S_{P2} \times (T_x - T_{P2})$

$6.9\times(37\text{-}Tx)+12.83\times(37\text{-}Tx)+6.9\times(37\text{-}Tx)+3.54\times(37\text{-}Tx)+17.07\times(37\text{-}Tx)+86.83\times(12\text{-}Tx) = 30.07\times(Tx-4)+29.88\times(Tx+18)+3.54\times(Tx-4)+3.54\times(Tx+18)$

$2723.38-132.27Tx = 67.03Tx+467.18$

$Tx = 11.32\ ℃$

Remarque :

La température de SAS située entre 8 et 12℃, donc la SAS ne nécessite pas un système de climatisation.

Chapitre III :

Dimensionnement de l'installation frigorifique

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre on va réaliser le dimensionnement des différents éléments de l'installation frigorifique (compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur ainsi que les appareilles annexes) soient bien calculer, avant ça on a déterminé les caractéristiques thermodynamiques des différents points des cycles pour le *choix de l'installation* pour que notre installation fonctionne bien aux conditions déterminées.

III.2. Choix du fluide frigorigène [8] :

Le choix d'un fluide frigorigène est basé sur différents critères :

- Critères thermodynamiques.
- Critères de sécurité.
- Critères d'action sur l'environnement.
- Critères techniques.
- Critères environnementaux.

III.2.1. Critères thermodynamiques:

- Température d'ébullition.
- Température critique.
- Pression du cycle frigorifique.
- Echauffement des vapeurs au cours de la compression.
- Production frigorifique volumique.
- Le taux de compression.

III.2.2. Critères de sécurité :

- Toxicité.
- Inflammabilité : le fluide frigorigène doit être ininflammable.
- Action sur les denrées.
- Action sur l'environnement: Ozone, effets radiatifs (effet de serre).
- Action biologique.

III.2.3. Critères techniques :

- Action sur les métaux.
- Action sur les matières plastiques et élastomères.
- Action sur les isolants électriques.
- Conductivité sur les huiles.
- Comportement en présence d'eau.
- Stabilité thermique.

- **Propriétés des fluides frigorigènes :**

Tableau III.1 : ODP et GWP des différents fluides frigorigènes **[8].**

Nom	Formule	T normale d'ébullition	T critique	ODP	GWP
CFC					
R11	CCl3F	23.8	198	1	4000
R12	CCl2F2	-29.8	111.8	0.9	8500
R115	CClF2CF3	-39.1	79.9	0.4	9300
R502	R22/R115 (48,8/51,2)	-45.4	82.2	0.229	5590
HCFC					
R22	CHClF2	-40.8	96.2	0.05	1700
R123	CHF2CF3	27.9	183.7	0.02	93
R141b	CH3CCl2F	32.2	204.4	0.1	630
R142b	CH3CClF2	-9.8	137.2	0.066	2000
HFC					
R32	CH2F2	-51.7	78.2	0	650
R125	CHF2FCF3	-48.1	66.3	0	2800
R134a	CH2FCF3	-26.1	101.1	0	1300
R143a	CH3CF3	- 47.2	73.6	0	3800
Mélanges de HFC					
R404A	R125/143a/134 a (44/52/4)	-46.5	72.1	0	3260
R407C	R32/125/134 a (23/25/52)	-43.6	87.3	0	1530

R410A	R32/125 (50/50)	-51.4	84.9	0	1730
Hydrocarbures					
R290 (propane)	CH3CH2CH3	-42.1	96.8	0	<10
R600 (butane)	CH3CH2CH2CH3	-0.5	152	0	<10
R600a (isobutane)	CH(CH3)2−CH3	-11.8	135	0	<10
Composés inorganiques					
R717 (ammoniac)	NH3	-33.3	133	0	<1
R744 (gaz carbonique)	*CO*2	-78.4	31.1	0	1

III.2.4. Critères économiques :

- Incidences sur le prix de l'installation et le prix en général.
- Cout du fluide frigorigène.
- Disponibilité du frigorigène.

III.2.5. Critères environnementaux :

Contribution du fluide à la destruction de la couche d'ozone ou à l'effet de serre (à prendre en compte de toute façon puisque liés à la législation).

- L'effet des gaz frigorigènes CFC et HCFC est différent pour chaque gaz.
- L'ODP est un indice permettant de caractériser la participation de la molécule à l'appauvrissement de la couche d'ozone.

Remarque:

Le fluide frigorifique choix dans notre système est le R404A. Il est utilisé de préférence pour les réalisations des installations neuves de type centrales frigorifiques pour grandes surfaces, entrepôts frigorifiques, installation de surgélation alimentaire et meubles pour la conservation des aliments congelés et les camions réfrigérés.

III.3. Présentation du fluide utilisé:

III.3.1. Définition de R404A(HFC) [9] :

Le R404A est une composition de R143a, R125 et de R134a. Il fait partie des fluides zéotropes (série des R400, à l' opposé des fluides azéotropes de la série R500), qui ne se

comportent pas comme des fluides homogènes lors de la condensation respectivement l'évaporation les différentes composantes peuvent changer d'état de manière indépendante.

III.3.2. Domaines d'application :

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

III.2. Les propriétés physico-chimiques du R-404A :

Tableau III.2 : Propriétés physico chimiques du R404A [9].	
Nom chimique / Composition	R143a – R125 – R134a (52% / 44% / 4%)
Type	Mélange zéotropes (HFC)
Masse molaire [g/mol]	97.60
Température critique [°C]	72.14
Pression critique [bar]	37.3
Température d'ébullition (à pression Atmosphérique [°C]	- 45.9
Densité [Kg/m^3]	863
Chaleur latente [kJ/kg]	200.1
Viscosité dynamique Pa .s	12.26×10^{-5}
Chaleur spécifique [kJ/ kg.K]	1.539
Conductivité thermique [w/m.k]	67.34×10^{-3}

III.5. Principaux paramètres de fonctionnement du cycle :

III.5.1. Température de condensation :

On utilise un condenseur à air, le calcul de la température de condensation est calculé par la relation suivante :

$$\mathbf{T_c = T_e + \Delta T_{éch} + \Delta T_p \quad [°C]} \text{.....(III.1)}$$

T_c : température de condensation

T_e : température extérieure de base.

$\mathbf{\Delta T_{éch}}$ **:** Température d'échauffement [3÷8].

$\mathbf{\Delta T_p}$ **:** L'écart de température compris entre [5÷10].

III.5.2. Température d'évaporation :

On a choisi une machine frigorifique à détente directe c'est-à-dire que l'évaporateur est placé à l'intérieur de la chambre froide, dont la température d'évaporation est inférieure à celle de la chambre froide. On peut calculer la température d'évaporation à partir de la relation suivante:

$$T_{ev} = T_i - \Delta T \quad [°C] \qquad \text{(III.2)}$$

T_{ev} : la température d'évaporation

T_i : la température intérieure de la chambre froide

ΔT : l'écart de température qui est donné en fonction de l'humidité relative au tableau suivant :

Tableau III.3: Ecart de température

T_i (°C)	φ_i (%)	ΔT (°C)
> - 12	91 ÷ 95	7 ÷ 8
	86÷ 90	8 ÷ 9
	81 ÷ 85	9 ÷ 10
	76 ÷ 80	10 ÷ 11
	70 ÷ 75	11 ÷ 12
< -12	$\forall \varphi_i$	6

III.5.3. Pression de condensation et d'évaporation :

Les pressions de (condensation et d'évaporation) sont calculés à partir du diagramme enthalpique (P-H). Suivant la température d'évaporation et la température de condensation et à partir de ces deux températures on peut tirer les pressions.

- Pression d'évaporation (l'isobare qui passe par la T° d'évaporation).
- Pression de condensation (l'isobare qui passe par la T° de condensation).

III.5.4. Taux de compression :

Pour déterminer le nombre d'étage de la machine frigorifique, il faut d'abord calculer le taux de compression qui représente le rapport entre la pression de condensation et celle d'évaporation.

$\tau_{comp} = P_c/P_{ev}$…….....(III.3)

Tableau III.4 : Type de machine suivant le taux de compression	
Taux de compression	Machine frigorifique
< 8	Mono-étagée
> 8	Bi-étagée

Pour le cas d'une machine frigorifique bi-étagée il faut qu'on détermine la pression intermédiaire :

$Pi = (P_{ev} \times P_c)^{1/2}$ bar……...(III.4)

- Pour l'étage basse pression $\tau = P_i/P_{ev}$.
- Pour l'étage haute pression $\tau = P_c/P_i$.

III.5.4.1.Exemple de calcul : (chambre 02) :

(T_i = -18) et (T_e = 37°C).

La température de condensation [$\Delta T_{éch}$ = 4 °c, ΔTp = 7°C] :

$T_c = T_e + \Delta T_{éch} + \Delta T_p$

Tc= 37 + 4 + 7 = 48 °C

La température d'évaporation [φ= 90 %, ΔT = 6 °C] :

$T_{ev} = T_i - \Delta T$ = -18 – 6= −24°C.

A partir du logiciel frigorifique **"SOLKANE"** :

P_{ev} = 2.57 bar.

P_c = 21.92 bar.

On calcule le taux de compression.

$\tau_{comp} = P_c/P_{ev}$ = 21.92 /2.57 = 8.52

Le taux de compression est supérieur à 8 donc la machine utilisé est dite bi-étagée on doit calculer la pression intermédiaire P_i.

$Pi = (P_{ev} \times P_c)^{1/2} = (2.57 \times 21.92)^{1/2}$ = 7.505 bar

Ce tableau résume les résultats des paramètres du fonctionnement :

Tableau III.5 : Paramètres de fonctionnement de l'installation.

chambre	T_{ev} (°c)	T_c (°c)	P_{ev} (bar)	P_c (bar)	τ_{comp}	Nombre d'étage	P_i (bar)
01	-4	48	5.27	21.92	4.15	Mono-étagée	/
02	-24	48	2.57	21.92	8.52	Bi-étagée	7.50
SAS	-3	48	5.45	21.92	4.02	Mono-étagée	/

III.6. Choix des machines frigorifiques pour les différentes chambres :

A partir des calcules on a choisi pour notre projet :

Deux machines à compression mécanique mono étagée et une machine à compression mécanique Bi-étagée.

III.6.1. Machines à compression mécanique mono étagée [10] :

Un machine frigorifique a comprissions mécanique de vapeurs compose principalement de quatre éléments : Un compresseur, un condenseur, un détendeur, un évaporateur.

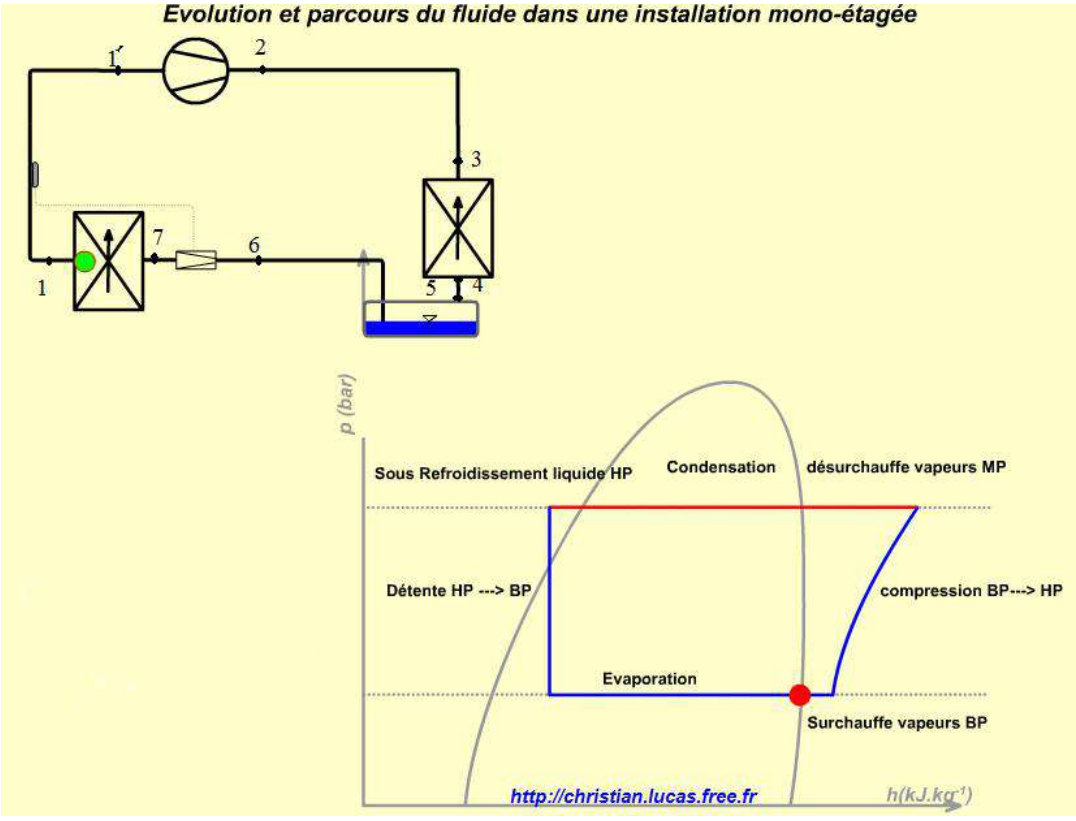


Figure III.1 : Machine frigorifique à compression mono étagée

III.6.1.1. Principe de fonctionnement :

La chaleur Q_0 cédée au fluide frigorigène au niveau de la chambre froide qui se refroidit autour de l'évaporateur entraîne la formation de vapeur par chargement du fluide frigorigène ; cette vapeur est aspirée, comprimée et refoulée par le compresseur auquel on doit fournir de l'énergie P, la quantité de chaleur extraite de l'évaporateur augmentée de l'énergie du compresseur est évacuée au niveau du condenseur et par conséquent s'échauffe, dans le condenseur le fluide frigorigène cède la chaleur Q_c tout d'abord sous forme sensible (désurchauffe) puis sous forme latente (condensation) et se liquéfiée.

La haute pression du liquide (HP) descend jusqu'à la basse pression (BP) à l'aide d'un détenteur, cette détente est accompagnée d'un refroidissement, la chaleur libérée par le fluide va servir à vaporiser une partie du fluide frigorigène liquide, le mélange liquide + vapeur détendu et envoyé a l'évaporateur et le cycle recommence.

III.6.2. Machines à compression mécanique bi étagée [10] :

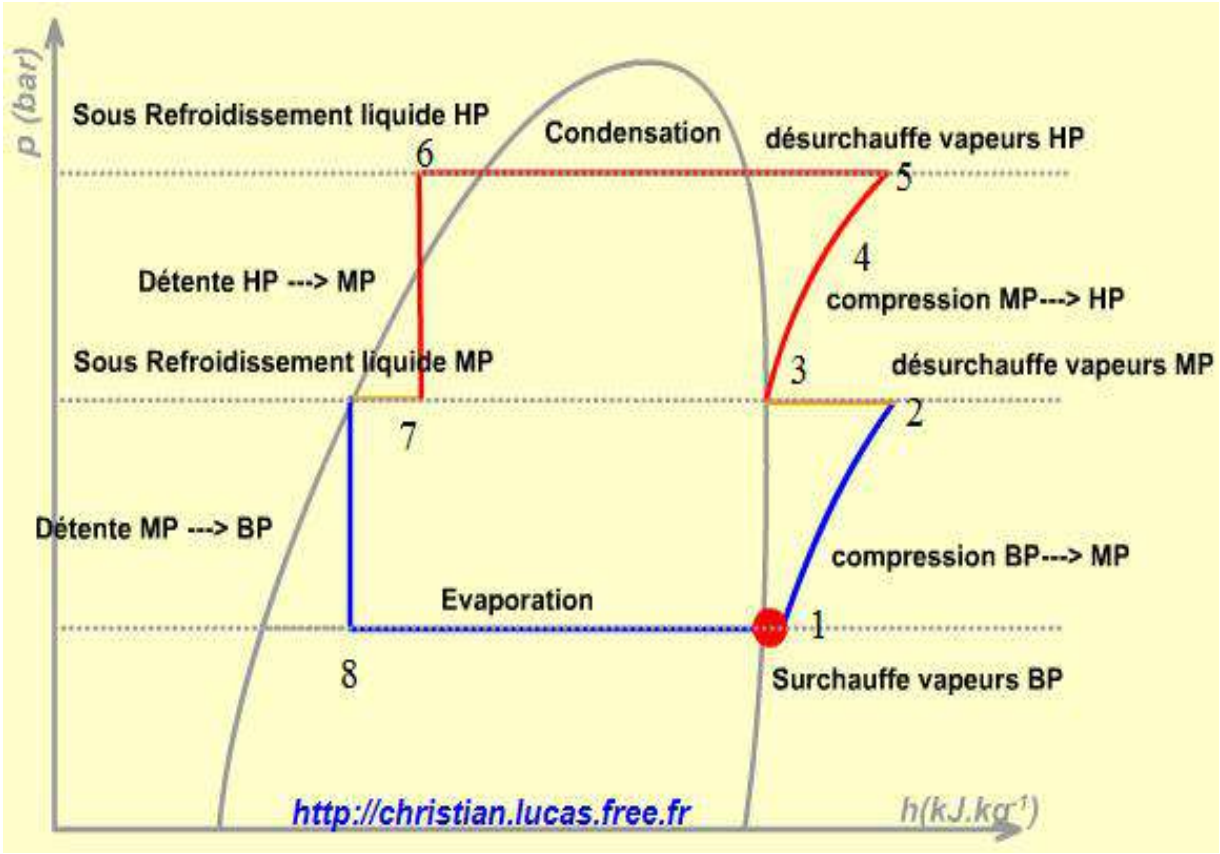


Figure III.2 : Principe de la compression bi-étagée

1. aspiration basse pression.
2. compresseur basse pression.
3. bouteille de refroidissement intermédiaire.
4. aspiration haute pression.
5. compresseur haute pression.
6. refoulement haute pression.
7. injection de liquide pour désurchauffé les vapeurs comprimées basse pression.
8. utilisation basse pression.

III.6.2.1. Principe fonctionnel :

Le refroidissement des vapeurs comprimées par l'étage basse pression est obtenu par injection partielle ou totale dans une capacité fermée placée entre les deux étages de compression de fluide frigorigène liquide en provenance du condenseur (figure). La vaporisation de ce liquide désurchauffant les vapeurs comprimées à la température correspondant à la pression de condensation de celle-ci, elles sont aspirées par l'étage haut pression à l'état des vapeurs saturées (1).

Le fait de procéder à cette injection de fluide frigorigène liquide dans cette bouteille intermédiaire permettra également de sous refroidir le liquide admis aux détendeurs (cas de l'injection partielle) ou l'utilisation du froid produit à deux températures correspondant respectivement à la température de vaporisation du fluide aspiré par l'étage basse pression, d'une part, et à celle d'écoulant de la pression régnant dans la bouteille intermédiaire, d'autre part (cas de l'injection totale), ce qui implique deux cycles frigorifiques distincts et différenciés simplement par le mode d'injection utilisé et dénommés :

- Cycle à injection totale.
- Cycle à injection partielle.

Outre le principe fonctionnel même, ces deux cycles diffèrent également par le fait que s'il est possible de choisir la pression intermédiaire dans le cas du cycle à injection partielle, cette pression découle généralement, dans le cas du cycle a injection totale, de la température à laquelle on désire utiliser le froid produit à cet étage de l'installation.

III.6.2.2.Machines à compression mécanique bi-étagée à injection totale [11] :

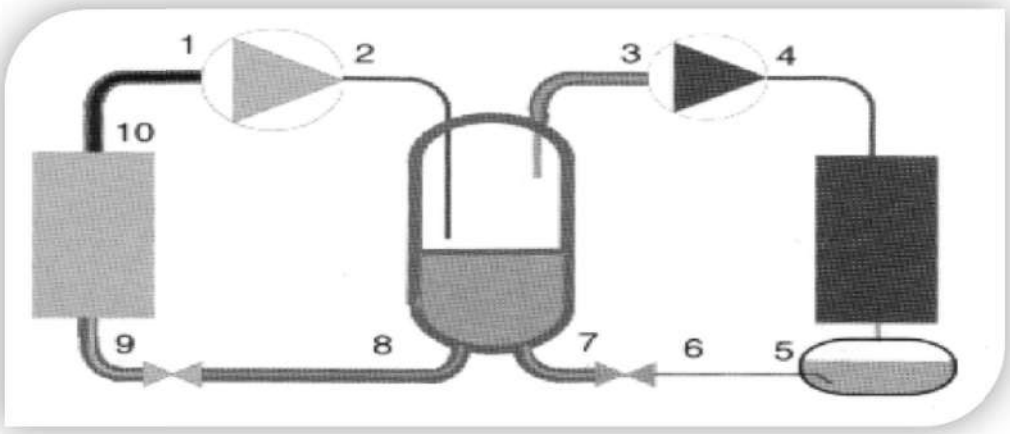


Figure III.3 : Schéma d'une installation bi-étagée à injection totale

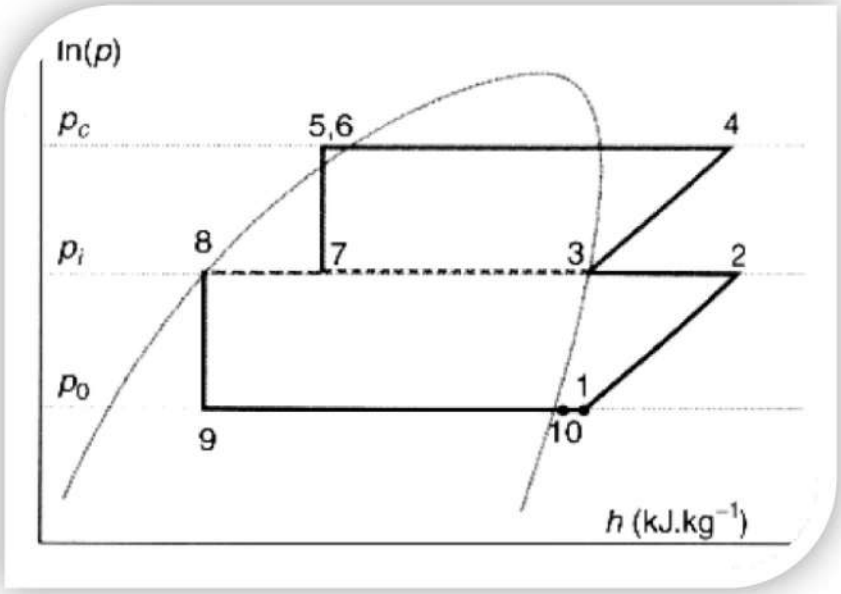


Figure III.4. Cycle bi-étagés à injection totale.

Le compresseur BP aspire les vapeurs formées dans l'évaporateur 9-10, à la pression Po. II refoule ces vapeurs dans une bouteille intermédiaire à la pression Po, où elles sont désurchauffées. Le compresseur HP aspire des vapeurs dans cette même bouteille et les refoule à la pression Pc. Après condensation, le fluide frigorigène est détendu de Pc à Pi, et le mélange liquide vapeur est introduit dans la bouteille intermédiaire. Une fraction du débit liquide injecté s'évapore pour permettre la désurchauffe des vapeurs refoulées par le compresseur BP. Le débit liquide restant, à saturation, est alors détendu jusqu'à *Po* et injecte dans l'évaporateur.

1-2 : compression isentropique des vapeurs de Po à Pi.

2-3 : désurchauffe des vapeurs refoulées dans la bouteille intermédiaire.

3-4 : compression isentropique des vapeurs de Pi à P_C .

4-5 : désurchauffe + condensation à P_C et sous refroidissement du liquide forme.

5-6 : sous refroidissement et pertes de charge éventuelles dans la conduite liquide.

6-7 : détente isenthalpique du liquide de P_C à Pi.

7-8 : séparation du liquide dans la bouteille intermédiaire.

8-9 : détente du liquide saturant de Pi à Po.

9-10 : vaporisation de fluide frigorigène sous la pression Po.

III.6.2.3. Machine à compression mécanique bi étagée à injection partielle [11] :

Le schéma frigorifique d'une telle installation est représenté par la Figure ci-dessous et le cycle thermodynamique sur le diagramme enthalpique.

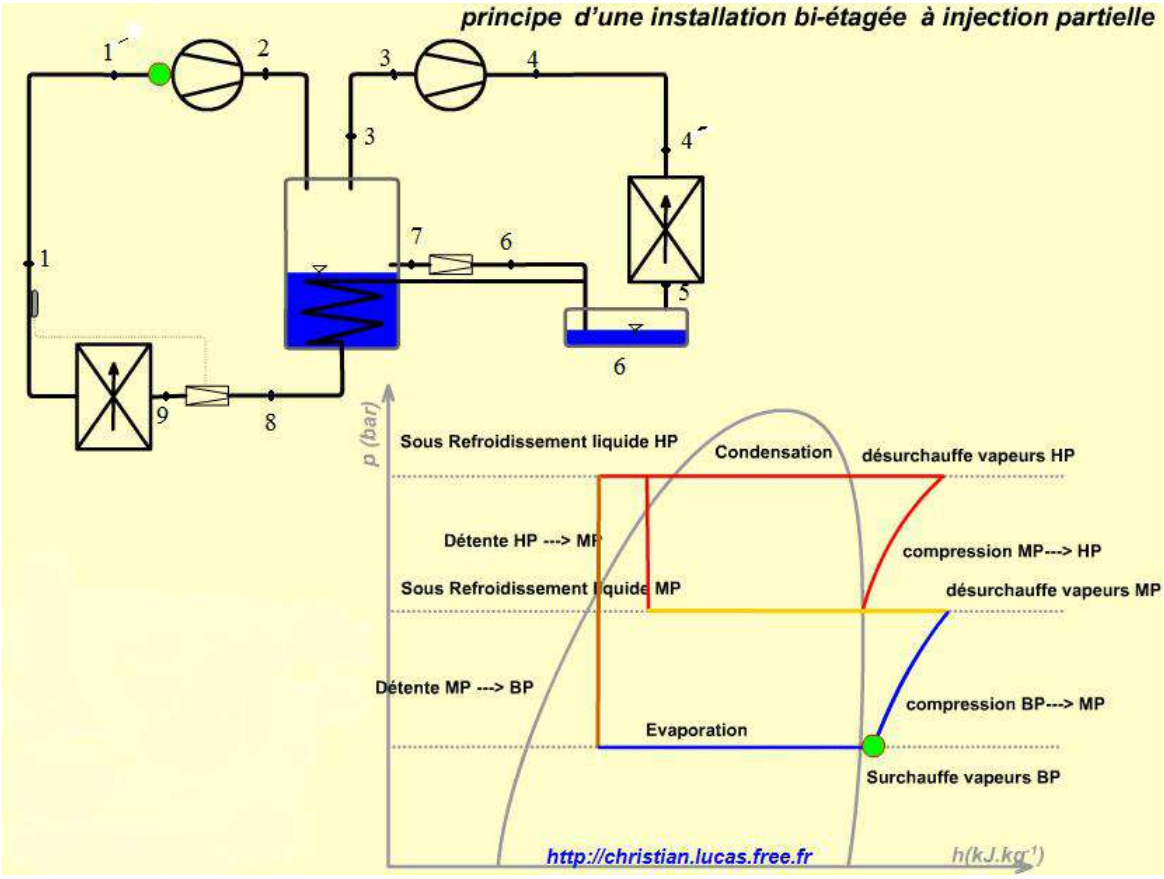


Figure III.5 : Machine frigorifique à compression bé étagée à injection partielle.

Le circuit du fonctionnement frigorigène est le suivant :

- Le fluide aspiré dans l'état 1' est comprimé dans l'étage bas pression jusqu'à la pression intermédiaire, il pénètre dans l'état 2 dans la bouteille intermédiaire ou il se désurchauffe jusqu'à la température T_3 à laquelle il est admis à l'étage haute pression (état 4) pour être admis au condenseur ou il se condense (état 5) et éventuellement se sous-refroidi (état 6).
- Le liquide formé passe dans un serpentin disposé en partie basse de la bouteille intermédiaire, une partie de ce liquide est dérivée vers le détendeur D_1 et injectée dans la bouteille intermédiaire ou, par vaporisation, il désurchauffe les vapeurs comprimées provenant de l'étage basse pression et sous-refroidi le liquide acheminé dans l'état 8 vers le détendeur D_2 qui alimente l'évaporateur en fluide détendu à l'état 9.

Remarque :

Dans cette étude on a opté pour la compression bé étagée à injection partielle pour les avantages suivant : (1) Le débit massique nécessaire aux désurchauffes est faible (2) Le détendeur thermostatique est donc plus compétitif.

III.7. Bilan frigorifiques de l'installation mono étagée :

Selon les paramètres qu'on a déterminés à partir du diagramme enthalpique on peut calculer les débits massiques et volumiques et les différentes puissances des composants de chaque installation.

III.7.1. Calcule du bilan frigorifique de l'installation mono étagée :

III.7.1.1. Débit massique du fluide frigorigène :

Le débit massique du fluide frigorigène est le rapport de la puissance effective de l'évaporateur par la puissance frigorifique massique.

$$\mathbf{Q_m = Q_o / (H_{1'} - H_6)} \quad \mathbf{Kg/s}\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \mathbf{(III.5)}$$

Q_m : débit massique du fluide frigorigène.

Q_o : puissance effective de l'évaporateur.

$H_{1'}$: L'enthalpie au point 1'.

H_6 : l'enthalpie au point 6.

III.7.1.2. Débit volumique du fluide frigorigène :

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur est le produit entre le débit massique et le volume spécifique.

$Q_v = Q_m \times V_{1'}$ m^3/Kg……...(III.6)

Q_v : débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur.

$V_{1'}$: volume spécifique au point 1'.

III.7.1.3.Puissance théorique consommée par le compresseur :

La puissance théorique consommée par le compresseur est le produit entre le débit massique et la variation enthalpique de l'aspiration et le refoulement du compresseur.

$P_{th} = Q_m \times (H_2 - H_{1'})$ Kw…….....(III.7)

P_{th} : puissance théorique consommée par le compresseur.

H_2 : l'enthalpie au point 2.

III.7.1.4. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur :

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$Q_c = Q_m \times (H_2 - H_5)$ Kw….....(III.8)

Q_c : quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

H_5 : l'enthalpie au point 5.

III.7.1.5. Coefficient de performance (COP):

Le coefficient de performance est le rapport de la puissance effective de l'évaporateur par la puissance théorique consommée par le compresseur.

$COP = Q_o / P_{th}$ ……(III.9)

III.7.1.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation:

Après le calcule du bilan on doit faire une vérification par l'égalité suivante :

La somme de la puissance effective de l'évaporateur et la puissance théorique du compresseur égale la quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

$Q_o + P_{th} = Q_c$ **Kw** ……..**(III.10)**

III.8.Tracé du cycle frigorifique de la machine mono étagée (chambres 01, SAS) :

La surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur peut atteindre la valeur de 5 °C et 5°c à la ligne d'aspiration.

Surchauffe [5 :8] on à choix 7°C.

Sous refroidissement [4 :7] on a choix 5°C.

Le tracé du cycle frigorifique à partir du logiciel frigorifique **"SOLKANE"** est représenté sur le diagramme enthalpique:

- **Chambre 01 :**

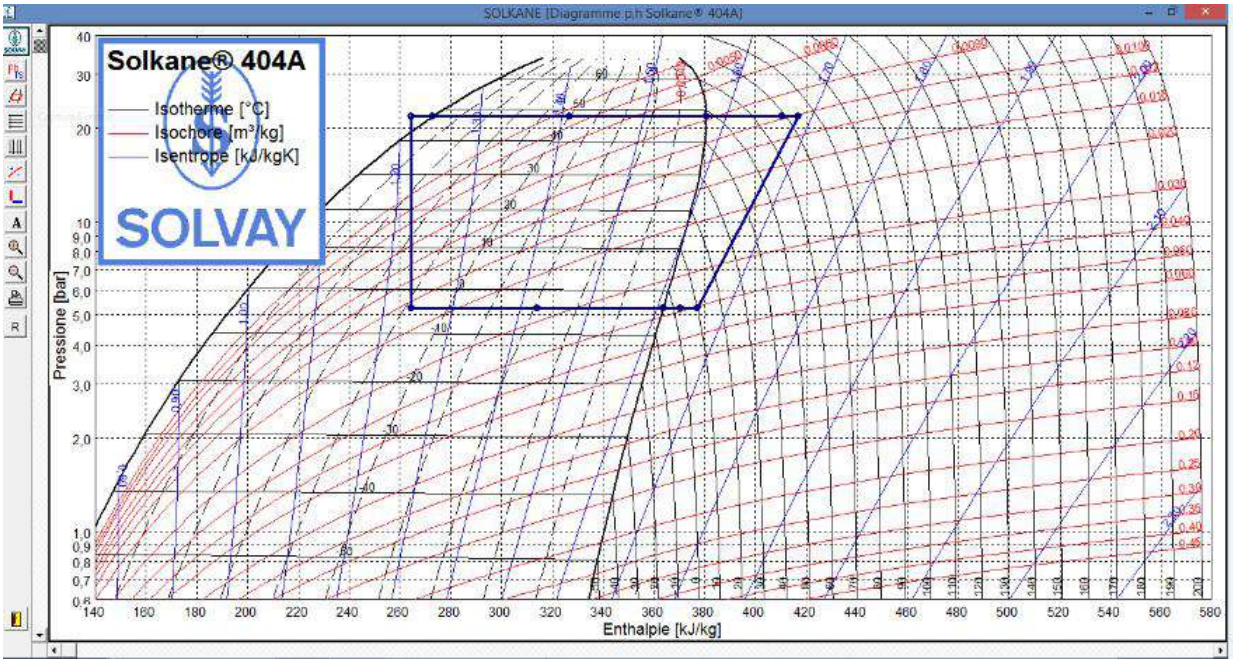


Figure III.6 : Diagramme enthalpique (chambre 01)

Le tableau suivant indique l'évolution et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène dans le cycle de l'installation frigorifique à compression mécanique mono étagée pour la (chambre 01) ; sont tiré par la figure précédente :

Tableau III.6 : Évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A

(Chambre 01)

Points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume spécifique (m^3/kg)	Titre de vapeur
01	Vapeur saturée	-4	5.27	363.79	0.037	1
01'	Vapeur surchauffée	3	5.27	370.51	0.040	/
02	Vapeur surchauffée	73.78	21.92	416.75	0.010	/
03	Vapeur saturée	48.00	21.92	380.72	0.0077	1
04	Liquide saturé	47.70	21.92	273.11	0.0010	0
05	Liquide sous-refroidi	42.70	21.92	264.29	0.0011	/
06	Liquide +vapeur	-4.31	5.27	264.29	0.016	0.414

- **La SAS :**

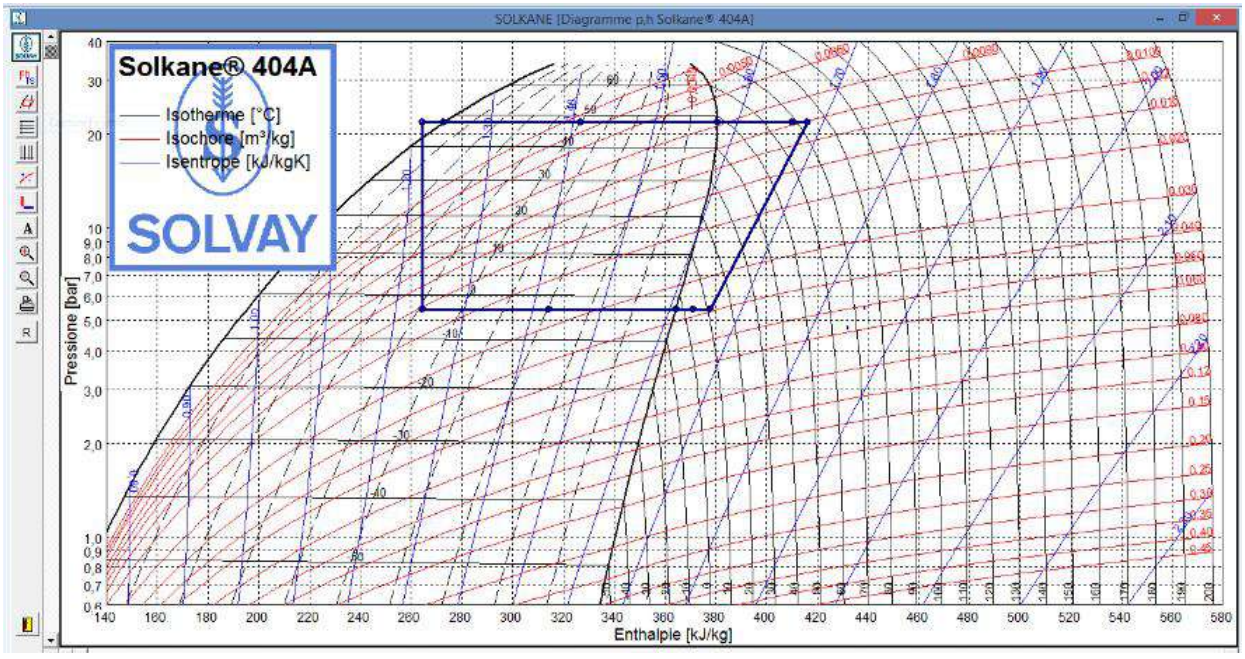


Figure III.7: Diagramme enthalpique (SAS)

Tableau III.7 : Évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A

SAS

Points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume spécifique (m^3/kg)	Titre de vapeur
01	Vapeur saturée	-3	5.45	364.29	0.036	1
01'	Vapeur surchauffée	11.00	5.45	371.05	0.037	/
02	Vapeur surchauffée	73.409	21.92	416.38	0.010	/
03	Vapeur saturée	48.00	21.92	380.72	0.010	1
04	Liquide saturé	47.70	21.92	273.11	0.001	0
05	Liquide sous-refroidi	42.70	21.92	264.29	0.001	/
06	Liquide +vapeur	-3.13	5.45	264.29	0.015	0.408

Tableau III.8 : Bilan de l'installation de la machine frigorifique mono étagée

Chambre	Q_o (kw)	Q_m (Kg/s)	Q_v (m^3/s)	P_{th} (kw)	Q_c (kw)	$Q_o + P_{th}$ (kw)	COP
01	23.826	0.224	0.0089	10.357	34.15	34.18	2.3
SAS	44.161	0.413	0.015	18.72	62.81	62.88	2.3

III.9. Bilan frigorifiques de l'installation bi étagée :

Dans ce type d'installation (bi étagée) on à trois débits différents un pour l'étage basse pression et le deuxième pour l'étage haute pression et le troisième pour l'étage intermédiaire. Pour effectué le calcule du bilan frigorifique il faut d'abord déterminer les débits massiques de l'installation. Donc on doit faire un bilan massique de la bouteille de refroidissement intermédiaire.

III.9.1. Bilan massique de la BRI :

Pour effectuer ce calcul on établi le bilan massique de telle façon que la somme des débits entrants égale à celle des débits sortants.

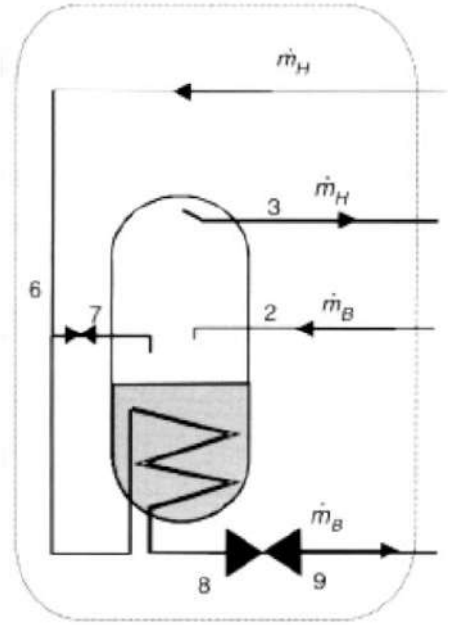


Figure (III.8) : la bouteille de refroidissement intermédiaire.

$Q_{m1} = \dot{m}_B$

$Q_{m3} = \dot{m}_H$

$Q_{m3} = Q_{m1} + Q_{m7}$ [Kg/s]……(III.11)

$Q_{m7} \times H_7 + Q_{m1} \times H_2 + Q_{m1} \times H_6 = Q_{m3} \times H_3 + Q_{m3} \times H_8$.

$Q_{m7} \times H_7 + Q_{m1} [H_2 + H_6 - H_8] = Q_{m3} \times H_3$…….....(III.12)

De (III.11) : $Q_{m7} = Q_{m3} - Q_{m1}$.

Dans (III.12) :

$[Q_{m3} - Q_{m1}] H_7 + Q_{m1} [H_2 + H_6 - H_8] = Q_{m3} \times H_3$.

$Q_{m3} [H_7 - H_3] + Q_m [H_2 + H_6 - H_8 - H_7] = 0$.

$H_6 = H_7$.

$Q_{m3} = Q_{m1} [(H_2 - H_8) / (H_3 - H_7)]$ Kg/s……....(III.13)

III.9.2. Étage bas pression :

III.9.2.1.Débit massique du fluide frigorigène :

Il est calculé par la relation suivante :

$Q_{m1} = Q_o / (H_{1'} - H_9)$ Kg/s……………………………………………(III.14)

III.9.2.2. Débit volumique du fluide frigorigène :

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur est calculé par la relation suivante.

$Q_{v1} = Q_{m1} \times V_{1'}$ m^3/Kg……………………………………………(III.15)

III.9.2.3. Puissance théorique consommée par le compresseur:

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$P_{th1} = Q_{m1} \times (H_2 - H_{1'})$ Kw………………………………………...(III.16)

III.9.3. Étage haut pression :

III.9.3.1. Débit massique du fluide frigorigène :

Il est calculé par la relation suivante :

$Q_{m3} = Q_{m1} [(H_2 - H_8) / (H_3 - H_7)]$ Kg/s……………………………........(III.17)

III.9.3.2.Débit volumique du fluide frigorigène :

Le débit volumique du fluide frigorigène aspiré par compresseur haute pression est calculé par la relation suivante :

$Q_{v2} = Q_{m3} \times V_3$ m^3/Kg…………………………………………………(III.18)

III.9.3.3. Puissance théorique consommée par compresseur:

Elle est calculée par la formule ci-dessous :

$P_{th2} = Q_{m3} \times (H_4 - H_3)$ Kw………………………………………...(III.19)

III.9.3.4. Quantité de chaleur dégagée par le condenseur :

Cette quantité de chaleur est calculée par la relation suivante :

$$Q_c = Q_{m3} \times (H_4 - H_6) \quad Kw \text{……..(III.20)}$$

III.9.3.5. Coefficient de performance (COP):

Le coefficient de performance est le rapport de la puissance effective de l'évaporateur par la puissance théorique consommée par les deux compresseurs.

$$COP = Q_o / (P_{th1} + P_{th2}) \text{…….....(III.21)}$$

III.9.3.6. Vérification du bilan frigorifique de l'installation :

Après le calcule du bilan on doit faire une vérification par l'égalité suivant la somme de la puissance effective de l'évaporateur et la puissance théorique du compresseur basse et haute pression égale la quantité de chaleur dégagée par le condenseur.

$$Q_o + P_{th1} + P_{th2} = Q_c \quad Kw \text{……...(III.22)}$$

On a choisi la machine frigorifique à compression mécanique à injection partielle.

III.10.Tracé du cycle frigorifique de la machine bi étagée (chambre 02) :

On a choisi la machine frigorifique à compression mécanique à injection partielle. Le tracé du cycle frigorifique à partir du logiciel frigorifique "**SOLKANE**" de l'installation est figuré sur le diagramme enthalpique :

Chambre 02 :

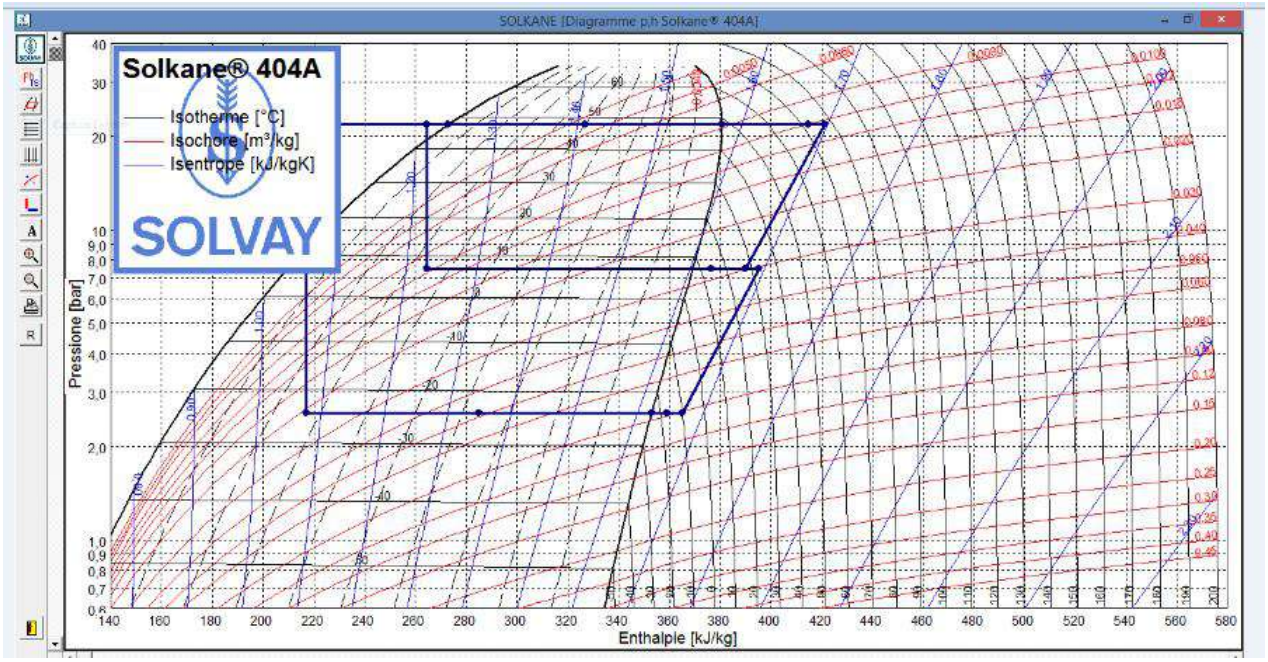


Figure III.9: Diagramme enthalpique (chambre 02)

Tableau (III.9) : Évolution du fluide frigorigène dans le circuit frigorifique R404A (Chambre 02)

Points	Etat du fluide frigorigène	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (kJ/kg.)	Volume spécifique (m^3/kg)	Titre de vapeur
01	Vapeur saturée	-24.00	2.57	353.03	0.075	1
01'	Vapeur surchauffée	-10.00	2.57	365.09	0.080	/
02	Vapeur surchauffée	33.08	7.50	395.44	0.030	/
03	Vapeur saturée	27.43	7.50	389.80	0.028	1
04	Vapeur surchauffée	77.28	21.92	421.09	0.012	0
04'	Vapeur saturée	72.28	21.92	414.86	0.010	/
05	Liquide saturé	47.70	21.92	273.11	0.001	0
06	Liquide sous-refroidi	47.70	21.92	264.29	0.001	0.342
07	Liquide +vapeur	6.86	7.50	264.29	0.009	/
08	Liquide sous-refroidi	11.86	21.92	217.07	0.0009	/
09	Liquide +vapeur	-24.46	2.57	217.07	0.020	0.270

III.11. Bilan de l'installation bi-étagée:

Tableau (III.10) : Bilan de l'installation de la machine frigorifique bi-étagée

Chambre	Q_o (kw)	Q_{m1} (Kg/s)	Q_{m3} (Kg/s)	Q_{v1} (m^3/s)	Q_{v2} (m^3/s)	P_{th1} (kw)	P_{th2} (kw)	Q_c (kw)	$Q_o + P_{th1} + P_{th2}$ (kw)	COP
02	61.813	0.417	0.592	0.033	0.0165	12.65	18.523	92.82	92.98	2.00

III.12. Choix de groupe de condensation :

Un groupe de condensation est un ensemble comprenant essentiellement un compresseur et son moteur, un condenseur et un réservoir de liquide, le tout étant pré assemblé d'usine, pour ce qui est du refroidissement, il s'effectue dans notre cas par transfert de chaleur à de l'air atmosphérique en circulation soit naturelle, soit le plus souvent forcée au moyen d'un ventilateur.

- Le choix des groupes de condensation de notre installation a été fait à partir du logiciel **"COPELAND".**
- Le tableau suivant indique le type de groupe de condensation de chaque installation avec ses caractéristiques géométriques.

Tableau III.11 : Caractéristiques géométriques du groupe de condensation.

Chambre	**Modèle de groupe de condensation à air**	**Puissance frigorifique de compresseur Kw**	**Puissance absorbé Kw**	**COP**	**Compresseur intensité 230V A**	**Débit masse (g/s)**	**Poids net (kg)**
01	**B8-KJ-10X**	2.59	1.60	1.62	6.88	25.20	57.5
02	B8-KL-15X	1.77	1.52	1.16	7.30	15.40	57.5
	B8-KL-15X	1.77	1.52	1.16	7.30	15.40	57.5
SAS	B8-KJ-10X	2.67	1.63	1.64	6.99	26.30	57.5

III.13. Choix de l'évaporateur [2] :

Dans toute machine frigorifique, l'évaporateur est l'appareil qui sert à prélever la chaleur à une source froide. Par ailleurs on retrouve deux types d'évaporateurs selon la nature du fluide à refroidir : refroidisseurs d'air et refroidisseurs de liquides.

Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques au même titre que les condenseurs, ils assurent le passage du flux calorifique du milieu à refroidir au fluide frigorigène, ce flux calorifique ayant pour effet de vaporiser le fluide frigorigène liquide qui est contenu à l'intérieur de l'évaporateur un évaporateur refroidisseur d'air peut être à convection naturelle ou forcée.

Le schéma ci-dessous représente un évaporateur à détente directe.

Le fluide frigorigène utilisé est le R404A:

- HP = 14 bar.
- BP 4 bar.
- Sous refroidissement = 5 °C.

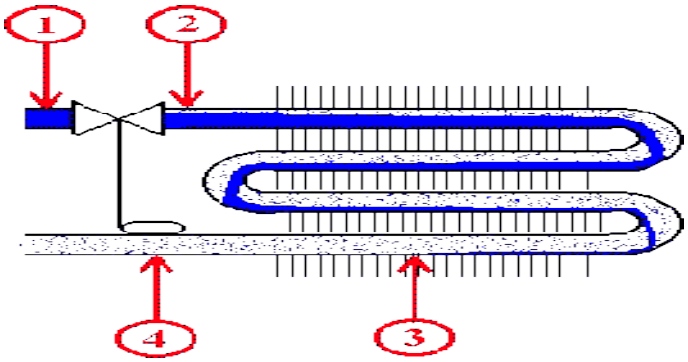


Figure (III.12) : Evaporateur à détente directe [2].

Au point 1, le liquide frigorigène à 20.93 bar et sous refroidi (5°C) arrive au détendeur thermostatique. Sa température est environ de 40.69 °C.

Au point 2, le liquide s'est détendu grâce au détendeur. La pression a chuté à environ 5 bar. Une partie du liquide s'est vaporisée. La température du mélange liquide vapeur est de -4 °C.

Entre le point 2 et le point 3 : le mélange liquide vapeurs avance dans l'évaporateur en absorbant de la chaleur. II y a de plus en plus de vapeurs et de moins en moins de liquide. La pression et la température sont constantes à 5 bar et -4 °C.

Au point 3, la dernière molécule de liquide se vaporise. II y a donc à ce point 100% de vapeurs à -4 °C.

Entre le point 3 et le point 4, les vapeurs étant toujours en contact avec l'air à refroidir, leurs températures augmentent. La pression est toujours de 5 bars.

Au point 4, la température au bulbe du détendeur est de 1 °C. Les vapeurs sont donc surchauffées (la sortie de l'évaporateur)

Remarque:

Le choix des évaporateurs de notre installation a été fait à partir du catalogue de l'évaporateur basé sur la puissance frigorifique. Le tableau suivant indique le type d'évaporateur de chaque installation avec ses caractéristiques géométriques.

Tableau III.12. : Caractéristiques géométriques du d'évaporateur.

Chambre	Modèle	Puissance (Kw)	Nb.X Diam.ventil/ unité	Dédit d'air
01	SKB22L	26.21	4×540	15600
02	NKH4x6DB1L	70.59	4×630	57200
SAS	NKT4x6DB2S	50.49	4×630	59200

III.12.4. Détendeur [2] :

Les détendeurs thermostatiques régulent le débit de liquide frigorigène des évaporateurs; l'injection de liquide est contrôlée par la surchauffe du fluide frigorigène.

Les détendeurs thermostatiques fonctionnent comme des dispositifs d'étranglement entre les côtés hauts pression et basse pression des systèmes de réfrigération et garantissent que le débit de frigorigène dans l'évaporateur correspond exactement au débit d'évaporation du fluide frigorigène dans l'évaporateur.

- Si la surchauffe réelle est supérieure à la valeur nominale, le détendeur augmente la quantité de fluide frigorigène injectée dans l'évaporateur.
- Si la surchauffe réelle est inférieure à la valeur nominale, le détendeur réduit le débit de fluide frigorigène vers l'évaporateur.

III.13. Choix du détendeur:

III.13.1. Le détendeur thermostatique:

a) Principe de fonctionnement:

Le détendeur thermostatique est constitué des éléments suivants:



Figure (III.11) : Détendeur thermostatique à égalisation interne

- L'élément thermostatique (puissance), le corps avec ses composants internes, l'ensemble orifice et le raccord d'entrée.
- L'élément thermostatique correspond au moteur du détendeur; un bulbe capteur est connecté au groupe membrane par un tube capillaire, qui transmet la pression du bulbe sur le dessus de la membrane du détendeur. La pression au niveau du bulbe capteur dépend de la température de la charge thermostatique, c.-à-d. de la substance à l'intérieur du bulbe.
- Le corps est constitué de laiton forgé avec une configuration angulaire des connexions.

L'ensemble orifice fixe est vissé dans le corps. Une tige d'acier installée à l'intérieur du corps transmet le mouvement de la membrane à la soupape à l'intérieur de l'ensemble orifice. Lorsque la pression de la charge thermostatique augmente, la membrane se déforme vers le bas et transmet par conséquent ce mouvement à la soupape, qui se soulève du siège et permet le passage du liquide par l'orifice. Un ressort assure la résistance aux forces exercées

au-dessous de la membrane dont la tension peut être ajustée à l'aide de l'axe latéral. La surchauffe statique augmente en tournant l'axe latéral dans le sens horaire et baisse lorsque l'axe latéral est tourné dans le sens antihoraire.

- L'ensemble orifice fixe fournit une vaste plage de capacités, de 0,5 à 15,5 kW (capacité nominale avec le R404A). Il contient les éléments suivants: enveloppe, soupape (dispositif de dosage), siège, ressort et filtre à tamis.

b) Dimensionnement du détendeur thermostatique :

Pour choisir correctement un détendeur thermostatique, il est indispensable de tenir compte des points suivants:

- Capacité frigorifique Q_O
- Différence de pression amont-aval sur le détendeur Δp.
- Pression et température d'évaporation.
- Pression et température. minimales de condensation.
- Température du fluide.
- Type de fluide frigorigène.

Pour calculer la puissance nominale du détendeur thermostatique on utilise la formule suivante :

$$\mathbf{Q_n = Q_o \times K_{\Delta P} \times K_t} \qquad \textbf{Kw ……...(III.23)}$$

Q_n: Puissance nominale. KW

K_t : Facteur de correction pour t° d'évaporation du fluide.

Q_o: Puissance frigo requise. KW

$K_{\Delta p}$: Facteur de correction pour chute de pression au détendeur.

D'après le catalogue **DANFOSS** on a choisie le type de détendeur thermostatique requise pour chaque évaporateur.

Exemple de calcule : chambre 01

Q_o = 26.00 Kw

K_t= 1.38

$\Delta P = P_c - (P_{ev}$ +chute de présion dans la ligne liquid +chute de pression dans l'évaporateur).

ΔP = 21.92-5.27=16.65bar

$K_{\Delta P}$ = 0.78

Q_n =27.98 Kw

Le détendeur sélectionné à partir de cette puissance nominale est le : « **TCLE 850 SW ».**

Tableau (III.13) : Caractéristiques des détendeurs thermostatiques de l'installation

Chambre	Type Détendeur	Mécanisme d'orifice	Dimension des raccords (mm)
01	**TCLE 850 SW**	X22440-B78	16×22
02	**TERE 34 SW**	X9117-B6B	22×22
SAS	**TERE 18 SW**	X9117-B6B	22×22

III.15.Le détendeur à flotteur :

Le détendeur à flotteur haute pression détend tout le fluide frigorigène condensé sur le coté haute pression du système vers le coté basse pression, mais empêche le gaz de s'écouler dans le détendeur .ce principe mécanique simple permet un fonctionnement énergétique très efficace sans régulation électrique.

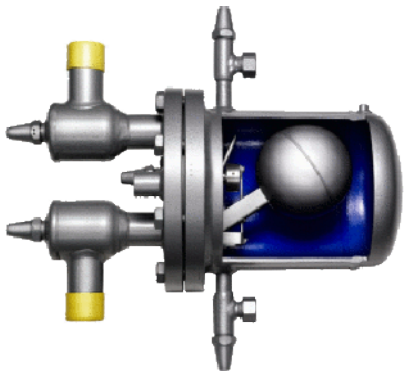


Figure (III.12) : Détendeur à flotteur haute pression.

III.15. Appareils annexes de l'installation [2] :

Dans les circuits frigorifiques, il existe d'autres appareils qui s'appellent les appareils annexes, dont leurs rôles sont importants pour le bon fonctionnement des machines.

Ils sont placés sur le circuit à haute et basse pression :

- Séparateur d'huile.
- Réservoir de liquide.
- Filtre déshydrateur.
- Voyant de liquide.

- Clapet de retenue.

III.15.1. Séparateur d'huile:

Les compresseurs frigorifiques sont lubrifiés par de l'huile frigorifique située dans le carter du compresseur. Au refoulement du compresseur, une petite quantité d'huile est entraînée et circule dans l'ensemble du circuit.

Un faible taux d'huile en circulation n'affecte pas les performances du système alors qu'un taux important provoque des problèmes sur certains composants du circuit.

Un taux important d'huile en circulation réduit l'efficacité du transfert thermique dans les échangeurs évaporateur et condenseur, il pénalise ainsi l'efficacité du système.

Le mauvais retour d'huile dans le carter va entraîner une mauvaise lubrification avec parfois rupture mécanique des pièces du compresseur. Dans les applications basses températures, la viscosité de l'huile devient importante et celle-ci reste piégée dans l'évaporateur ou la ligne d'aspiration.

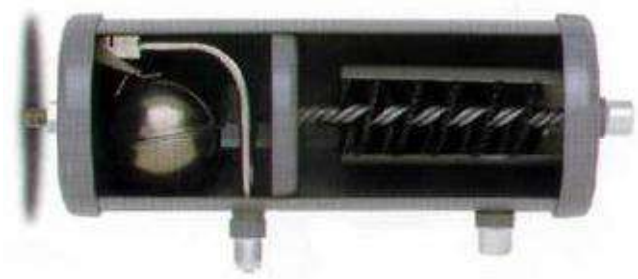


Figure III.15 : Séparateur d'huile.

Le flux de gaz refoulé par le compresseur entraîne avec lui de fines particules d'huile. Ce mélange entre alors dans le séparateur d'huile installer sur la ligne de refoulement, la diminution de la vitesse dans le séparateur permet à l'huile de se séparer du fluide frigorigène.

Une première séparation s'effectue au travers d'un tamis à l'entrée du séparateur qui capte les fines particules d'huile, celles-ci forment de plus grosses particules qui tombent au fond. Le gaz réfrigérant passe ensuite au travers d'un second tamis à la sortie du séparateur, les particules d'huile résiduelles s'y déposent.

L'huile récupérée dans le fond du séparateur actionne un flotteur qui ouvre un clapet permettant le retour de l'huile jusqu'au compresseur. L'huile retourne rapidement au carter du

compresseur du fait de la différence de pression entre le séparateur (à la HP) et le carter du compresseur (à la BP).

III.15.2. Le réservoir de liquide :

Le réservoir de liquide reçoit le fluide liquéfié venant du condenseur .ce réservoir en tôle d'acier à des dimensions qui leur permet de contenir la majeure partie de la charge en fluide de l'installation. Il est monté en position verticale ou horizontale et sont toujours pourvus d'un robinet de départ de liquide, même si le niveau de celui-ci dans la bouteille est très bas. Il protège l'installation de la surpression.



Figure III.13 : Réservoir de liquide horizontale.

Le volume recommandé est de [**2 à 4**] litre par kilowatt de puissance frigorifique, le réservoir de liquide est calculé pour qu'il ne soit jamais rempli à 100 %. Le volume net est de 80 % du volume nécessaire dont les 20 % restants sont prévus par la détente du fluide frigorigène.

$$\mathbf{V_{nécessaire} = 3 \times Q0 \quad [m3]}\text{…….....}\mathbf{(III.23)}$$

$$\mathbf{V_{net} = V_{nec} \times 80\% \quad [m3]}\text{……}\mathbf{(III.24)}$$

$$\mathbf{V_{réel} = V_{net} \times M \quad [m3]}\text{……...}\mathbf{(III.25)}$$

M : Masse molaire du réfrigérant / Masse molaire du lubrifiant.

M_{R404A} = **97.6** [g/mol].

Polyol $_{ester}$: C9H18O4.

$M_{(polyol\ ester)}$ = **190** [g/mol]

- **Exemple de calcul :** Chambre 01.

Vnéc = 3 × 23.826 =71.478 [litres].

Vnet = 71.478 × 80 % = 57.182 [litres].

Vréel = 57.182 × 97.6/190 = 29.374 [litres]

Tableau III.14 : Caractéristique du réservoir de liquide pour chaque installation.

Chambre	Q0 [KW]	Vnéc [litres]	Vnet [litres]	Vréel [litres]
01	23.826	71.478	57.182	29.374
SAS	44.161	132.483	105.986	54.44

III.15.3. Le filtre déshydrateur:

Il élimine efficacement :

- L'humidité: elle est absorbée et emmagasinée. Le déshydrateur empêche ainsi la formation de glace au détendeur.
- Les acides nuisibles. Il emmagasine les acides nuisibles se produisant dans le circuit frigorifique empêchant ainsi toute corrosion.
- Les particules étrangères: ce sont les boues et produits de décomposition de l'huile.

Il élimine ces matières grâce à un système de filtrage très poussé de sorte à prévenir des arrêts provoqués par l'obstruction des orifices de vanne, trous d'égalisations ou tubes capillaires.

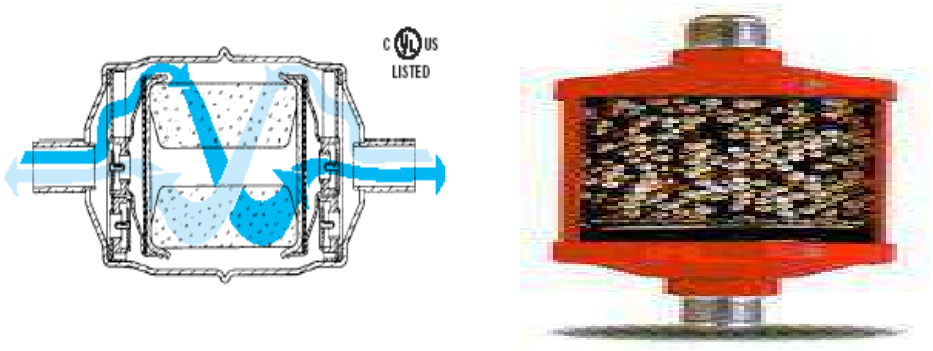


Figure (III.14) : Filtre déshydrateur.

Le déshydrateur à un diamètre relativement grand évitant ainsi une grande perte de charge. Il peut être monté dans n'importe quelle position, une flèche indique le sens de passage du fluide. Il faut tenir le déshydrateur obturé jusqu'au moment du montage.
Il est composé d'un mélange optimal de gel de silice, d'un tamis moléculaire et d'oxyde d'aluminium activé.

III.15.4. Le voyant liquide :

Il sert à indiquer :

- l'état du fluide frigorigène dans la conduite liquide de l'installation.
- la teneur en humidité du fluide frigorigène.
- le passage dans la conduite de retour allant du séparateur d'huile au compresseur.



Figure (III.15) : Le voyant liquide.

Il est en laiton matricé à chaud. L'indicateur d'humidité comporte un sel chimique dont la teinte change en fonction de la teneur en humidité du fluide frigorigène en circulation. La couleur verte apparaît lorsque la quantité d'eau contenue dans le fluide est inférieure à la quantité d'eau maximale admissible.

La couleur jaune nous garantit avec certitude des effets nuisibles provenant de l'humidité. Le voyant de liquide se monte entre le détendeur et le déshydrateur. Lorsque la couleur jaune apparaît, il faut remplacer le déshydrateur. Un manque de fluide ou de sous-refroidissement se signale par des bulles dans le liquide en circulation.

III.15.5. Clapet de retenue :

Lorsqu'un compresseur dessert une installation à plusieurs postes de froids à températures différentes, il y a lieu de craindre à l'arrêt de la machine une condensation des vapeurs en provenance des évaporateurs à température élevées dans celui à température plus basse qui, s'engorgeant ainsi en liquide, risquerait à la mise en route de provoquer des coups de liquide, de même, sur certaines installation industrielles, une circulation intempestive à contre courant du flux normal risque de se produire.

Pour remédier à cet inconvénient, il suffit de placer sur la tuyauterie intéressée un clapet de retenue.

III.16. Tuyauterie de l'installation :

La circulation d'un fluide à l'intérieur d'une tuyauterie donne lieu à des pertes de charge dont la valeur dépend d'un certain nombre de facteurs soit au fluide en circulation, vitesse, viscosité, masse volumique, etc. Soit de l'enveloppe dans laquelle circule ce fluide : nature du tube, rugosité, changements de section, changements de directions, etc.

Ces pertes de charge, que l'on appelle quelque fois « pertes de charge dynamique » se traduisent par une baisse continue de la pression du fluide en circulation tout au long de son parcours. C'est ainsi que dans les différentes tuyauteries constitutives d'un circuit frigorifique :

- **Tuyauterie de refoulement :**

La tuyauterie de refoulement est la tuyauterie qui relie le compresseur au condenseur, c'est-à dire la tuyauterie dans laquelle les vapeurs de fluide frigorigène comprimées sont refoulées vers le condenseur.

- **Tuyauterie de liquide :**

Cette tuyauterie relie le condenseur au détendeur.

- **Tuyauterie d'aspiration :**

La tuyauterie d'aspiration relie l'évaporateur au compresseur dont son rôle est de véhiculer les vapeurs basses pressions produisent vers le compresseur.

III.13.5.1.6.1. Rôle de la tuyauterie :

La tuyauterie a pour but de la liaison entre les différents composants constitutifs de l'installation. Elle doit être précisément dimensionnée afin d'assurer un bon fonctionnement de la machine. Lors du dimensionnement d'une tuyauterie en fluide frigorigène, il faut tenir compte aux :

- Perte de charge.
- Vitesse d'écoulement.
- Retour d'huile.

Chapitre IV :

Généralités sur les systèmes solaires photovoltaïques

IV.1. Introduction :

L'énergie solaire photovoltaïque provient de la transformation directe d'une partie du rayonnement solaire en énergie électrique. Cette conversion d'énergie s'effectue par le biais d'une cellule dite photovoltaïque (PV) basée sur un phénomène physique appelé effet photovoltaïque. Ce chapitre présente les concepts dont la connaissance est nécessaire à la compréhension du fonctionnement des cellules photovoltaïques constituées de semi-conducteur en silicium.

Pour définition le mot « photo » qui signifie lumière et de « voltaïque » qui tire son origine du nom d'un physicien italien Alessandro volta (1754 -1827) qui a beaucoup contribué à la découverte de l'électricité, alors le photovoltaïque signifie littérairement la lumière électricité.

Le but d'un système photovoltaïque (PV) est d'utiliser la conversion directe de l'énergie solaire par effet photovoltaïque pour subvenir aux besoins en énergie électrique de l'utilisation.

IV.2. Énergie solaire [12] :

La distance de la terre au soleil est environ 150 million de kilomètres et la vitesse de la lumière est d'un peu plus de 300000 km/h, les rayons du soleil mettent donc environ 8 minutes à nous parvenir. La constante solaire est la densité d'énergie solaire qui atteint la frontière externe de l'atmosphère faisant face au soleil. Sa valeur est communément prise égale à 1367 W/m^2. Au niveau du sol, la densité d'énergie solaire est réduit à 1000 W/m^2 à cause de l'absorption dans l'atmosphère.

IV.2.1. Rayonnement solaire :

Le rayonnement solaire est un rayonnement thermique qui se propage sous la forme d'ondes électromagnétiques. Donc, c'est un apport énergétique disposé quotidiennement, dont l'intensité varie selon le lieu, l'heure du jour et la saison. Le rayonnement solaire arrivant au sol est formé de rayonnement direct et de rayonnement diffus, l'ensemble forme le rayonnement global.

IV.2.1.1. Rayonnement direct :

Le rayonnement solaire direct se définit comme étant le rayonnement provenant directement du soleil. Il est donc nul lorsque le soleil est occulté par les nuages.

IV.2.1.2. Rayonnement diffus :

Le rayonnement solaire diffus résulte de la diffraction du rayonnement solaire par les nuages et les particules en suspension dans l'atmosphère. Il n'est donc nul que la nuit.

IV.2.1.3. Rayonnement réfléchi :

C'est le résultat de la réflexion des rayons lumineux sur une surface réfléchissante par exemple : la neige ; cette réflexion dépend de l'albédo (pouvoir réfléchissant) de la surface concernée.

IV.2.1.4. Rayonnement global:

Le rayonnement global est le rayonnement émis par le soleil incident sur un plan donné, et c'est la somme du rayonnement direct et diffus, comme le montre la figure suivante :

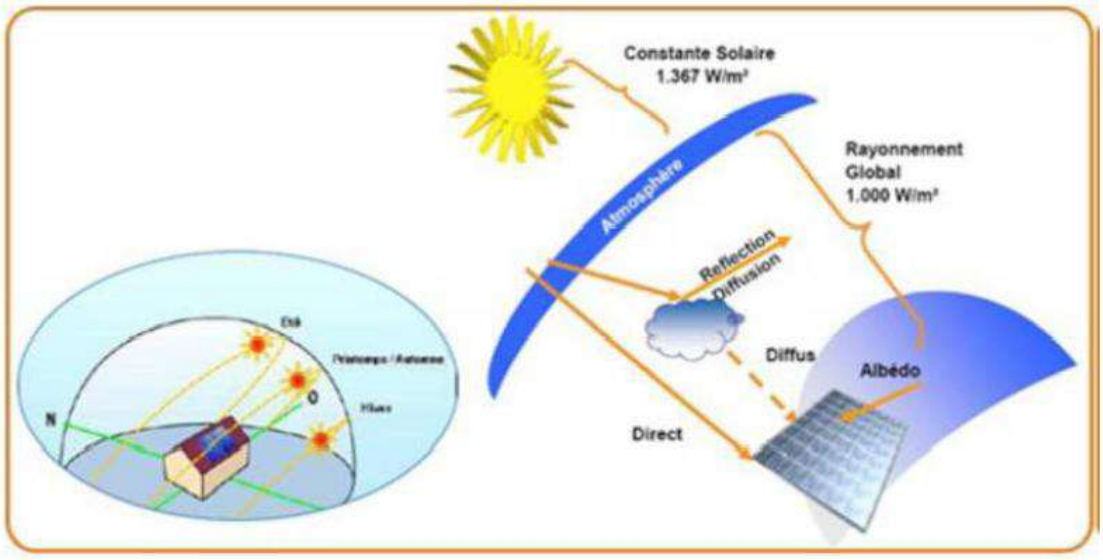


Figure IV.1 : Le rayonnement solaire [12].

IV.2.2. Energie solaire photovoltaïque [12] :

Elle est basée sur l'effet photoélectrique. Celui-ci permet de créer un courant électrique continu à partir d'un rayonnement électromagnétique.

Les modules photovoltaïques composés des cellules photovoltaïques à base de silicium ont la capacité de transformer les photons en électrons. La conversion photovoltaïque se produit dans des matériaux semi-conducteurs. L'énergie sous forme de courant continu est ainsi directement utilisable.

Dans un isolant électrique : les électrons de la matière sont liés aux atomes et ne peuvent pas se déplacer. Dans un conducteur électrique : (un fil de cuivre par exemple) les électrons sont totalement libres de circuler et permettent le passage d'un courant.

Dans un semi-conducteur : la situation est intermédiaire, les électrons contenus dans la matière ne peuvent circuler que si on leur apporte une énergie pour les libérer de leurs atomes. Quand la lumière pénètre dans un semi-conducteur, ces photons apportent une énergie permettant aux électrons de se déplacer, il ya donc courant électrique sous l'exposition à la lumière.

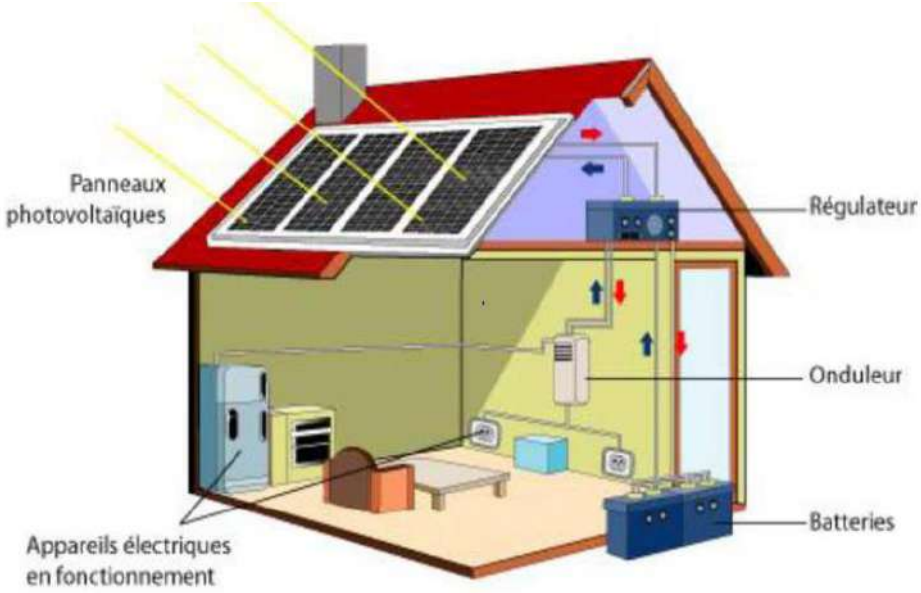


Figure IV.2 : Système solaire photovoltaïque [12].

IV.4.Cellule PV [13] :

Les cellules photovoltaïques ou les plaques solaires sont des composants optoélectroniques qui transforment directement la lumière solaire en électricité par un processus appelé « effet photovoltaïque », a été découverte par E. Becquerel en 1839.

Elles sont réalisées à l'aide de matériaux semi-conducteurs, c'est à dire ayant des propriétés intermédiaires entre les conducteurs et les isolants. La taille de chaque cellule va de quelques centimètres carrés jusqu' à 100 cm^2 ou plus sa forme est circulaire, carrée ou dérivée des deux géométries. Les cellules se branchent en série, ce qui permet aux électrons générés par une cellule d'être repris par la suivante. Le but est d'avoir une différence de potentiel normalement entre 6 et 24 V. La figure (IV.3**)** suivante représente le schéma électrique d'une cellule photovoltaïque.

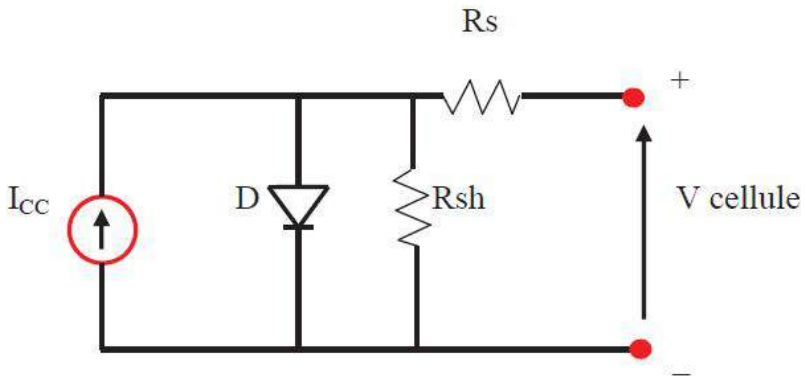


Figure IV.3: Schéma électrique d'une cellule photovoltaïque [13].

Les résistances RS et Rsh permettent de tenir en compte des pertes liées aux défauts de fabrication. RS représente les diverses résistances de contact et de connexion tandis que Rsh caractérise les courants de fuite dus à diode et aux effets de bord de la jonction.

IV.4.1. L'effet photovoltaïque :

Une cellule photovoltaïque est basée sur le phénomène physique appelé effet Photovoltaïque qui consiste à établir une force électromotrice lorsque la surface de cette cellule est exposée à la lumière. La tension générée peut varier entre 0.3 V et 0.7 V en fonction du matériau utilisé et de sa disposition ainsi que de la température de la cellule et du vieillissement de la cellule. La figure (IV .4) illustre une cellule PV typique où sa constitution est détaillée. Les performances de rendement énergétique atteintes industriellement sont de 12 à 18 % pour les cellules à base de silicium monocristallin, 11 à 15 % avec du silicium poly cristallin et enfin 7 à 8 % pour le silicium amorphe en films minces. .La photopile ou cellule solaire est l'élément de base d'un générateur photovoltaïque.

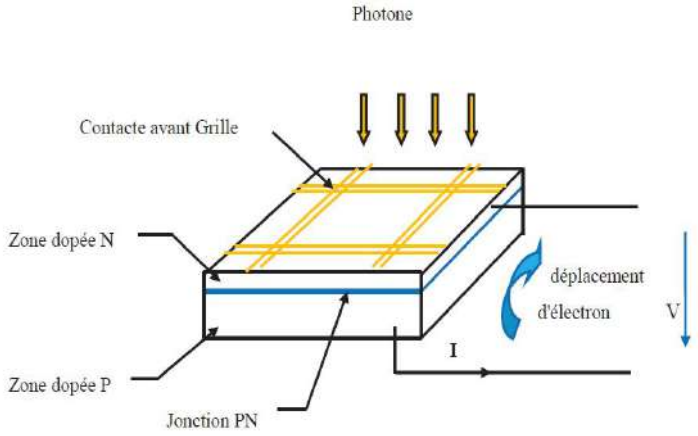


Figure IV.4: Schéma d'une cellule photovoltaïque [13].

IV.4.2. Technologie d'une cellule photovoltaïque [13] :

Le tableau (IV.1) présente l'avantage et les inconvénients pour les technologies les plus utiliser d'une cellule photovoltaïque :

Tableau IV.1. Avantage et L'inconvénients d'une cellule photovoltaïque			
Technologie	Monocristallin	Poly cristallin	Amorphe
Cellule et module			
La durée de vie	30 ans	30 ans	20 ans
Avantage	Bon rendement en soleil Direct qui varié 12 % - 18% .	Bon rendement en soleil direct (mois que le monocristallin mais plus que l'amorphe) qui varié 11% -15% .	▪ Fonctionnement avec un éclairement faible. ▪ Moins cher que les autres.
Inconvénient	Leur cout est très élevé. Rendement faible sous un faible éclairement	Rendement faible sous un faible éclairement	Rendement faible.

Tableau IV.1 : Avantage et inconvénient des cellules photovoltaïques.

IV.4. Association des cellules [13] :

IV.4.1. Association en série :

Une association de (Ns) cellule en série figure (IV.5) permet d'augmenter la tension du générateur photovoltaïque. Les cellules sont alors traversées par le même courant et la caractéristique résultant du groupement série est obtenues par addition des tensions élémentaires de chaque cellule.

L'équation résume les caractéristique électriques d'une association série de (Ns) cellules

$V_{coNS} = N_S \times V_{CO}$ **……..(IV.9)**

$I_{CC} = I_C$ **……(IV.10)**

V_{coNS} : La somme des tensions en circuit ouvert de Ns cellules en série.

I_{ccNS} : Courant de court circuit de Ns cellules en série.

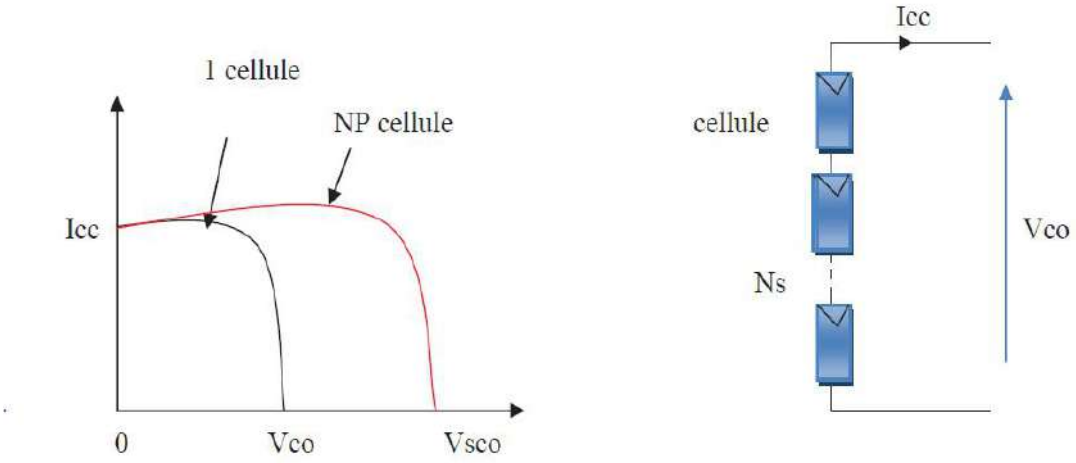


Figure IV.5 : Caractéristique courant tension de Ns cellule en série [13].

IV.4.2. Association en parallèle :

Une association parallèle de (NP) cellule figure (IV.6**)** est possible et permet d'accroitre le courant de sortie du générateur ainsi créé. Dans un groupement de cellules identiques connectées en parallèle, les cellules sont soumises à la même tension et la caractéristique résultante du groupement est obtenue par addition des courants.

Avec :

$I_{ccNP} = NP \times I_{SC}$ **……...(IV.11)**

$V_{CO} = V_{coNP}$ **……(IV.12)**

I_{ccNP} : La somme des courants de cout circuit de (NP) cellule en parallèle

V_{coNP} : Tension du circuit ouvert de (N_P) cellules en parallèle

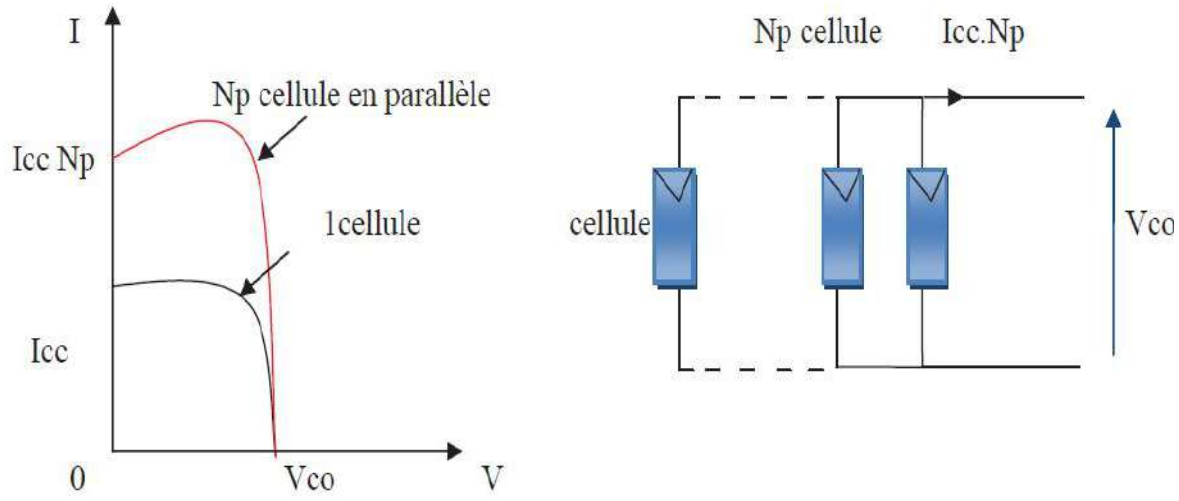


Figure IV.6: Caractéristique courant tension de (N_P) cellule en parallèle [13].

IV.4.3. Association (Série et parallèle) :

On utilise généralement ce type d'association pour en tirer une tension importante puisque l'association en série des photopiles délivre une tension égale à la somme des tensions individuelles et un courant égal à celui d'une seule cellule. La caractéristique d'un groupement de deux modules solaires est représentée ci-dessous, ce qui peut être généralisé sur une gamme de Ns modules solaires en série. Ce genre de groupement augmente le courant.

Afin d'obtenir des puissances de quelques kW, sous une tension convenable, il est nécessaire d'associer les modules en panneaux et de monter les panneaux en rangées de panneaux série et parallèle pour former ce que l'on appelle un générateur photovoltaïque.

IV.5. Influence de l'éclairement et la température [15] :

IV.5.1. Influence de la température :

Une augmentation de la température modifie la performance de la cellule. Sa variation affecte globalement la tension à vide VCO. L'augmentation de la température se traduit par une diminution de la puissance maximale disponible. La variation de la tension change beaucoup plus que le courant.

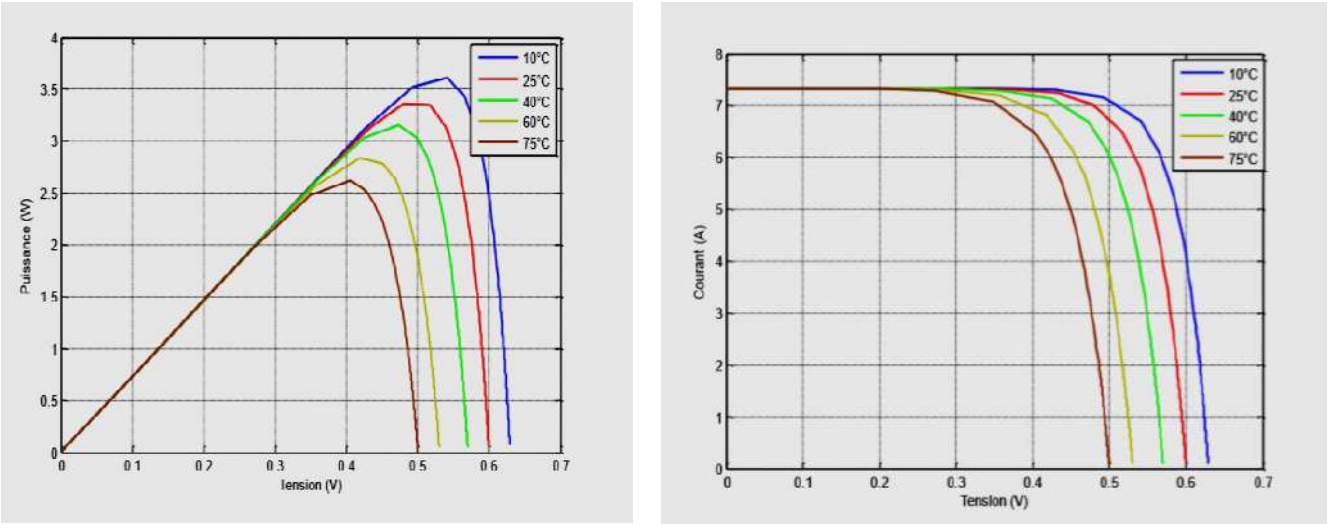


Figure IV.7: Caractéristiques courant-tension, puissance-tension.

IV.5.2. Influence de l'éclairement :

L'ensoleillement influe essentiellement sur le courant et la puissance délivrée puisque le courant est proportionnel à l'éclairement. Alors que la tension reste inchangée.

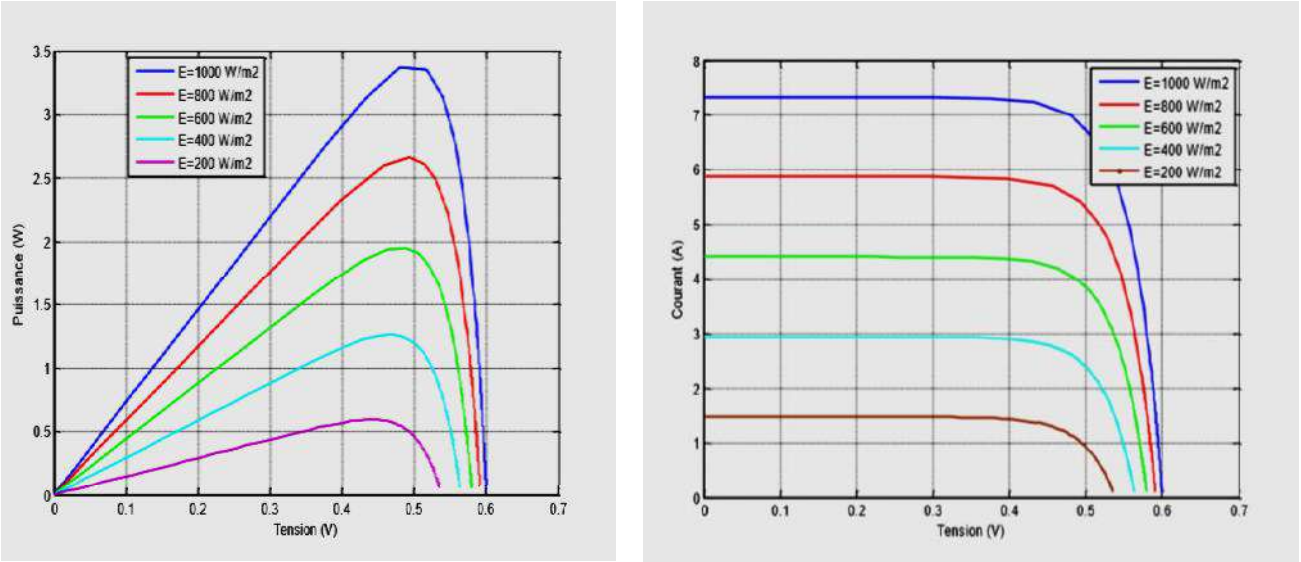


Figure IV.8: Caractéristique puissance-tension, courant-tension.

IV.6. Définition de la puissance crête P_C [14] :

La puissance crêt c'est la puissance électrique maximum que peut fourni par le générateur dans les conditions standards (25℃ et un éclairement de 1000W/m^2).

IV.7. Rendement de la cellule PV [14] :

Le rendement η des cellules PV désigne le rendement de conversion en puissance. Il est défini comme étant le rapport entre la puissance maximale délivrée par la cellule et la puissance lumineuse incidente.

$$\eta = \frac{P_{max}}{P_{Lumineuse}} = \frac{P}{E.S}$$

P_{max} : Puissance électrique maximale en Watt(W) fournit par la cellule.

$P_{Lumineuse}$: Puissance lumineuse reçue par la cellule en Watt.

E : éclairement en $W.m^{-2}$.

S: surface de la cellule en m^2.

IV.8. Avantages et inconvénient de l'énergie photovoltaïque [16] :

IV.8.1. Avantages :

- Sa gratuité.
- Pas de pollution.
- Sa fiabilité et la longue vie de l'installation.
- Son coup de maintenance bas.

IV.8.2. Inconvénients :

- Le coût élevé de l'installation.
- Le rendement relativement bas de l'effet photovoltaïque.
- La puissance est réduite lorsque les conditions climatiques sont défavorables (nuages).

Chapitre V :

Dimensionnement du système photovoltaïque

V.1 .Introduction :

Par estimation près de deux milliards de personnes n'ont toujours pas accès à l'électricité. En effet, si dans la plupart des pays en voie de développement que les réseaux électriques existent, ils concernent souvent les grands centres urbains.

Ce chapitre a pour but de dimensionné et déterminer la puissance du générateur photovoltaïque et la capacité de la batterie, et la puissance de régulateur et l'onduleur à partir des données d'ensoleillement du site d'une part et des besoins électriques de l'utilisateur d'autre part.

IV.2.Éléments d'un système photovoltaïque [20] :

Afin de bien comprendre le fonctionnement d'un système photovoltaïque, il est utile d'analyser les principaux composants. Les éléments d'un système photovoltaïque dépendent de l'application considérée.

Il existe quatre composants d'un système photovoltaïque :

- Modules photovoltaïques.
- Le régulateur de charge et décharge.
- Batteries.
- L'onduleur.

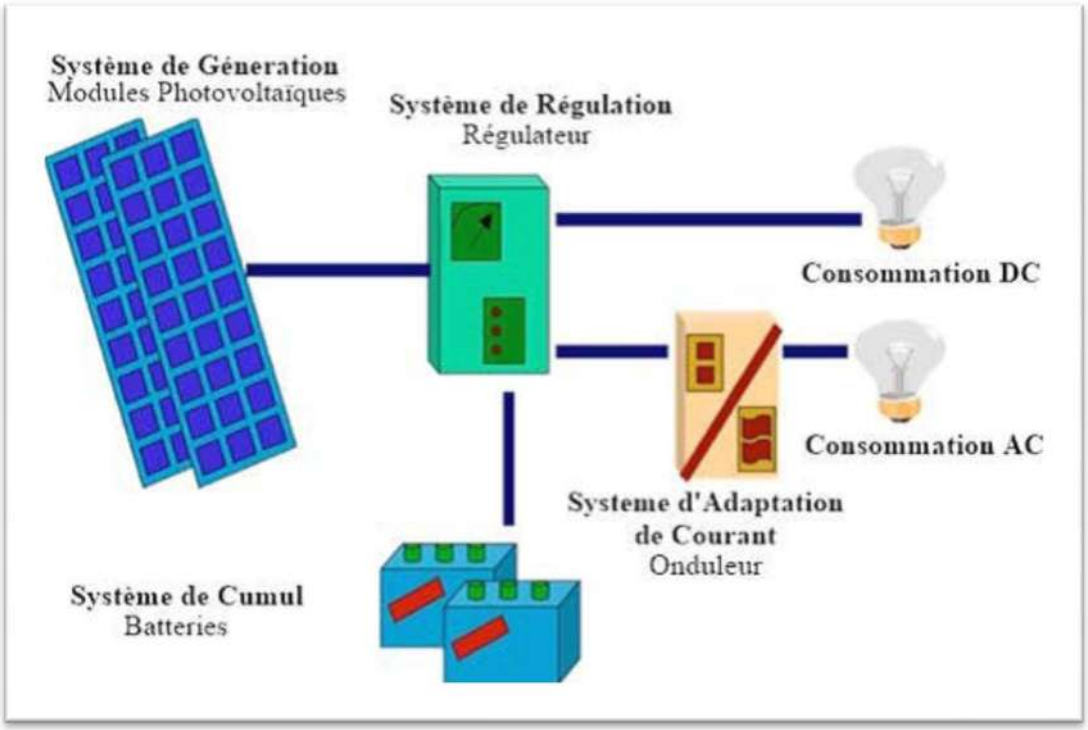


Figure V.1.Éléments d'un système solaire photovoltaïque [20].

IV.2.1. Modules photovoltaïques :

Un module photovoltaïque est un générateur électrique de courant continu lorsqu'il est exposé à la lumière. Le module photovoltaïque est constitué d'un cadre rigide le plus souvent en aluminium permettant la fixation et d'une vitre transparente en verre trempée sur le dessus.

A l'intérieur se trouve un ensemble de cellules photovoltaïques reliées électriquement en elles. En effet ceux sont elles qui génèrent le courant. Elles sont assemblées en série ou en parallèle a l'intérieur du module afin de cumuler leur puissance et de les rendre plus résistantes à l'environnement externe.

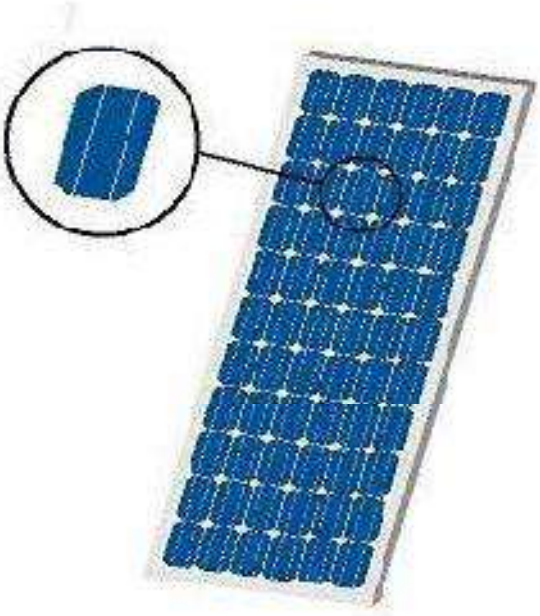


Figure V.2. Cellule photovoltaïque et panneau photovoltaïque [20]

.

IV.2.2.Régulateur de charge et décharge :

Le régulateur électronique dans un système photovoltaïque gère la charge et la décharge de la batterie. Il limite la tension de la batterie afin d'éviter une surcharge, en déconnectant la batterie trop chargée des modules PV. Quand la batterie est trop déchargée, il la déconnecte de l'utilisation, par un disjoncteur automatique pour la protéger contre la décharge profonde.

Dans un système PV, en l'absence d'un régulateur, les accumulateurs seront exposés à une perte d'eau donc un vieillissement prématuré et à la sulfatation des plaques.Le régulateur dans un système photovoltaïque peut assurer aussi le rôle de la compensation thermique. Il est situé entre le champ de modules et les batteries accumulateurs.



Figure V.3. Régulateur série [20]



Figure V.4. Régulateur de charge [20]

IV.2.3. Batterie :

Dans un système photovoltaïque, la ressource solaire ne pouvant être disponible à tout moment, il est indispensable de stocker de manière journalière ou saisonnière de l'énergie électrique produite par les panneaux solaires. On utilise pour cela des batteries d'accumulateurs. Les batteries les plus courantes sont de type plomb-acide à plaque plane pour les installations de faible puissance et de type plomb-acide à plaque tubulaire pour les installations de grandes puissances. Il existe aussi des accumulateurs de type nickel-cadmium qui est chères et qui posent des problèmes de régulation de tension. A long terme, on pourra voir apparaître d'autres systèmes de stockage.



Figure V.5. Schéma de batterie [20].

IV.2.4. Onduleur :

L'onduleur est un appareil permettant de transformer le courant continu fourni par le générateur PV en courant alternatif monophasé avec une tension nominale de 230 V. Ou, pour les installations de taille plus importante, en courant alternatif triphasé avec une tension nominale de 400 V.



Figure: V.6: Onduleurs photovoltaïque

V.3 .Données géographiques [17] :

Le site que nous avons choisis pour cette étude est le site de Médéa.

Tableau. V.1. Données géographiques de site de Médéa [17].

Ville	**Latitude**	**Longitude**	**Altitude**
	(Degrés, Minute)	**(Degrés, Minute)**	**m**
Médéa	36.27 ^{0}N	2.75 ^{0}E	950

V.4. Conditions Standard (STC) [18] :

Les conditions standard STC (standard test condition) sont :

- Rayonnement solaire 1000 (W/m2).
- Masse d'aire AM1.5.
- Température ambiante 25°C.

V.5.Caractéristiques des composants utilisés pour le dimensionnement des systèmes PV :

Les caractéristiques des composants de base utilisés pour la conception des systèmes photovoltaïques sont présentées dans le tableau suivant :

Tableau V.2. Caractéristique technique des composants du système PV.

Désignation du composant	**Caractéristiques techniques**
Module	Module poly cristallin, Puissance 285Wc, U nominal = 30V, Rendement = 13 %, Uopt = 36 V, Iopt = 4,72A a 25 °C; I nom =7,083A.
Onduleur	Type triphasés, tension d'entrée 120V, tension de sortie 470VRendement Kond =0.95.
Régulateur	Tension d'entrée = 120V, tension de sortie =120V.Kreg=0,9.
Batterie	12V, profondeur de décharge t= 50%, K_{bat}=0.75.

V.6. Dimensionnement des équipements des systèmes photovoltaïques :

Les procédures de conception et de dimensionnement d'un générateur photovoltaïque sont complexes à cause des nombreux paramètres à prendre en compte. Pour être précis, nous décrirons par les cinq (05) étapes suivantes, les grandes lignes de la démarche à suivre pour la conception d'un système PV.

Etape 1 : Estimation des besoins journaliers de l'utilisateur en Electricité (en Wh/j) :

A partir des caractéristiques révélées sur les récepteurs : tension, puissance et durée d'utilisation, on estime aisément ces besoins. La consommation journalière totale(CJT) est la somme des consommations journalière totale en courant continu (CC) et en alternatif (CA) il est nécessaire de tenir compte du rendement de l'onduleur pour la consommation en courant alternatif (CC).

$CC = P_{CC}(W) \times H_{CC}$ (Heures) ……...(V .1)

$CA = P_{CA}(W) \times H_{CA}$(Heures) / K_{ond} ……(V.2)

CJT = CC+CA ……..(V.3)

Pcc : puissance consommée en continu.

Pca : puissance consommée en alternatif.

Hcc : durée de fonctionnement du récepteur CC.

Hca : durée de fonctionnement du récepteur CA.

Kond : rendement de l'onduleur.

- **Exemple de calcul (Chambre 01) :**

On a : CJT = CA

K_{ond} = 0.95.

La puissance absorbé de compresseur : P=1.6 KW = 1600W.

H_{CA} =16 h pour réfrigération, H_{CA} =18 h pour la congélation.

CA =1600 × 16 / 0.95 = 26947.36 Wh =1122.80 Wh/j.

Tableau V.3. Estimation des besoins journaliers.

	Puissance absorbé (W)	**Durée de fonctionnement(h)**	**Consommation journalière de courant alternatif (wh/j)**
Chambre 01	1600	16	1122.80
Chambre 02	3040	18	2400
SAS	1630	16	1143.85

<u>Etape 2</u> : Estimation de l'ensoleillement sur le site de l'installation du générateur PV :

Les données de l'ensoleillement (exprimé en KWh /m²/j) peuvent être relevées sur le site ou enregistrées sur la carte de l'ensoleillement de la région ou encore obtenues au niveau de la station météo la plus proche de la zone.

Pour avoir une autonomie complète et éviter une variation saisonnière de la consommation, il faut prendre comme référence l'ensoleillement du mois ensoleillé. De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un gisement solaire énorme comme le montre la (figure V.7).

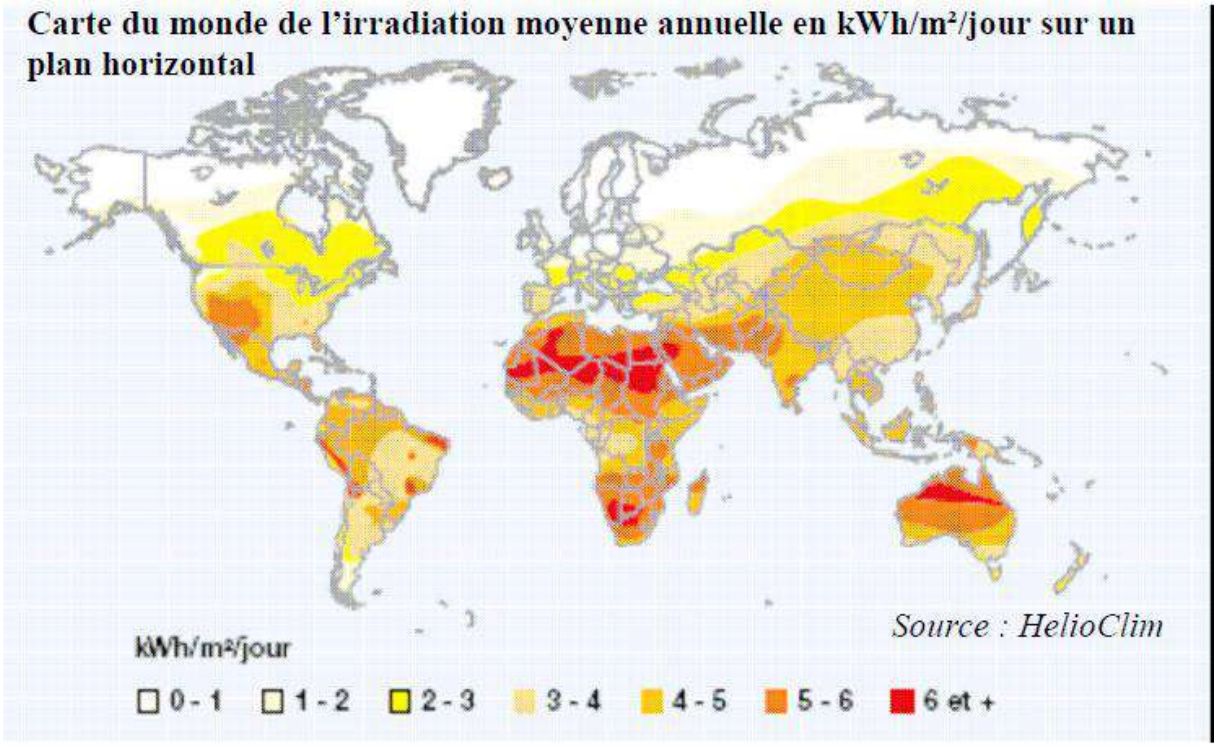


Figure V.7 : Carte du mode de l'ensoleillent moyen annuel [19].

La répartition du potentiel solaire par région climatique au niveau du territoire algérien est représentée dans le tableau suivant selon l'ensoleillement reçu annuellement :

Tableau V. 4 : Ensoleillement reçue en Algérie par régions climatique [18].

Régions	**Régions côtières**	**Hauts plateau**	**Sahara**
Durée moyenne d'ensoleillement (h/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue ($kWh/m^2/an$)	1700	1900	2650

L'ensoleillement sur le plan des modules est de 5 $KWh/m^2/j$ à partir la (figure V.7)

<u>Etape 3</u> : Estimation du champ photovoltaïque (tension et puissance crête installée nombre de modules) :

La tension des modules est choisie par rapport à la puissance des panneaux considérés :

12V pour PC < 150Wc

24V pour 150Wc < Pc < 100Wc

48V pour Pc >1000Wc

On utilise des tensions plus élevées fonction de la grandeur de la puissance crête et des charges.

Wc : Watt crête ; Pc : Puissance du champ PV

a) Puissance du champ photovoltaïque :

Une des méthodes simplifiée est présentée :

P_C=CJT/K x Ej (Wc) ……...(V.4)

Ej : Ensoleillement sur le plan des modules en kWh/m² /j

Rendement : K= $K_p \times K_{bat} \times K_{reg}$

b) Nombre de module :

- Nombre de module en série : **Ns =Uc/Umod ……..(V.5)**

U_C : Tension aux bornes de la charge.

U_{mod} : Tension aux bornes d'un module.

- Nombre de module en parallèle : **$N_P = P_C/N_S\ P_{mod}$ ……...(V.6)**

  Pc : puissance du champ PV

  Pmod : puissance sur module.

c) Exemple de calcule (chambre 01) :

- Calcule la puissance du champ photovoltaïque :

  P_C=CJT/K x Ej

  CJT : la consommation journalière totale

  CJT = CA : la consommation journalière en courant alternatif.

  CJT = CA = 1122.80 Wh/j

  Ej =5 KWh/m^2/j

  K = 0.13× 0.75 × 0.9 = 0.0877

  Cp = $\frac{1122.80}{0.0877 \times 5}$ = 2560.54 W

- Nombre de module en série : Ns = $\frac{Uc}{Umod}$= $\frac{230}{30}$ = 8 module

- Nombre de module en parallèle : Np =$\frac{Pc}{Ns \times Pmod}$

  Pmod = Umod × Imod = 30 ×7.083=212.49 W

  Np = $\frac{2560.54}{8 \times 212.49}$ = 2 module.

  Le nombre de module totale $N_T = N_s \times N_p = 8 \times 2 = 16$ module.

Tableau V.5 : Calcule du champ photovoltaïque.				
	La puissance de PV(W)	Nombre de module en série	Nombre de module en parallèle	Nombre total
Chambre 01	2560.54	8	2	16
Chambre 02	5473.20	8	4	32
SAS	2608.55	8	2	16

<u>Etape 4 :</u> Estimation de la capacité de stockage de la batterie et choix de la technologie :

Il faut connaitre d'abord le nombre de jours d'autonomie souhaitée. Surtout par rapport au niveau de sécurité des équipements et des lieux d'installation du système.

La formule de calcul de la capacité en (Ah : ampère heure) est :

C=$\frac{CJT \times Nj}{Ubat \times Kbat \times dm}$ (Ah)…… (V.6)

Nj : nombre de jour d'autonomie

Ubat : tension de la batterie

dm: profondeur de la décharge

- **Exemple de calcule (chambre 01) :**

C= $\frac{CJT \times Nj}{Ubat \times Kbat \times dm}$

Nj=3 jour.

Dm=50%.

Ubat = 48V

C=$\frac{1122.80 \times 3}{48 \times 0.75 \times 0.5}$ =187.13 Ah

Tableau .V.6 : Estimation de la capacité de stockage de la batterie.		
	Capacité de batteries (Ah)	**Nombre d'éléments des batteries**
Chambre 01	187.13	24 éléments de 2V
Chambre02	400	24 éléments de 2V
SAS	190.64	24 éléments de 2V

Pour notre installation, nous disposons de 4 batteries de 12V mises en série pour obtenir une tension de 48V.

<u>Etape 5 :</u> Dimensionnement de régulateur et de l'onduleur :

- **Dimensionnement de régulateur :**

  Calcule la puissance de régulateur :

  $P_{rég}$ =Pc × 1.20

  Pc :la puissance instantanée maximale

  $P_{rég}$ =U × I

  Le courant de régulateur : $I_{reg} = P_{reg} / U$

  - ✓ Exemple de calcule :

$P_{rég}$ =2560.54×1.20 =3072.64 W

- **Dimensionnement de l'onduleur :**

  Calcule la puissance de l'onduleur :

  P_{ond} =Pc × 1.25

  Pc :la puissance instantanée maximale

  P_{ond} =U × I

  Le courant de régulateur : $I_{ond} = P_{ond} / U$

  - ✓ Exemple de calcule :

P_{ond} =2560.54×1.25 =3200.67 W

Tableau V.7. Calcul de la puissance de régulateur et l'onduleur.			
	Pc (W)	**Preg (W)**	**Pond (W)**
Chambre 01	2560.54	3072.64	3200.67
Chambre 02	5473.20	6567.84	6841.5
SAS	2608.55	3130.26	3260.68

- **Résultat du calcul :**

Tableau V.8. Résultat de calcul.

	CJT (Wh/j)	K	E ($KWh/m^2/j$)	Pc (Wc)	Capacité des batteries (Ah)	Puissance régulateur (W)	Puissance onduleur (W)
Chambre 01	1122.80	0.0877	5	2560.54	187.13	3072.64	3200.67
Chambre 02	2400.00	0.0877	5	5473.20	400.00	6567.84	6841.5
SAS	1143.85	0.0877	5	2608.55	190.64	3130.26	3260.68

Conclusion générale



Conclusion générale

L’entreposage frigorifique est en train de devenir une activité logistique assurant le contrôle de la température .Ce rôle de plus en plus large exerce des effets sur la conception, la construction, et la configuration des bâtiments.

L'évaluation précise des charges d'une chambre froide n'est pas simple. En effet beaucoup de facteurs sont à prendre en compte. Parmi ceux-ci on peut citer les conditions géographiques, la nature de l'isolation, le type de denrée à conserver, les conditions d'exploitation de la chambre froide notamment les types de machines utilisés, le nombre des opérateurs qui sont présents dans la chambre…etc.

L’énergie solaire est un des axes prioritaire de recherche dans le monde, alors l’utilisation de système photovoltaïque dans les chambres froides permet de la conversion directe de l’énergie solaire par effet photovoltaïque pour subvenir aux besoins en énergie électrique.

Le travail de cette étude nous permis d’approfondir nos connaissances dans le domaine du froid industriel a travers l’étude et le dimensionnement d’un entrepôt frigorifique ainsi que des notions sur le transfert de chaleur, la mécanique des fluides, l’installation technique et électrique et la mise en mouvement des machines.

Par ailleurs, les éléments des systèmes photovoltaïque on été dimensionnées pour permettre une alimentation permanente des récepteurs pris en compte.

Les résultats de cette étude montrent que, l'utilisation du système photovoltaïque dans les chambres froides est rentable, ainsi son choix permet de satisfaire les besoins en énergie électrique.

Références bibliographiques

[1] Jan E.Duiven et Philippe Binard, « Entreposage frigorifique: nouveaux développements » Bulletin de l'IIF, N° 2002-2.

[2] « Technique de froid », Cours de base, Edition : juillet 2007.

[3] Jean-Pierre Dézavelle, « Conservation des aliments », Lycée des Métiers de l'Hôtellerie et du Tourisme Alexandre Dumas Strasbourg-Illkirch.

[4] Document Technique « Période estival » zone de Médéa 2012/2013.

[5] ANDRE Gac, « Manuel de l'entreposage frigorifique dans les pays chauds en développement », Institut international du froid, 1990.

[6] M. Mustapha Bordjane « Cours: Modes de Transfert thermique », 3ème Ingénieurs en automatique, Université des sciences et de la technologie d'Oran, 2017

[7] TRIKI, Zakaria, « Cours: installations frigorifiques », 1ère année Master Génie climatique, Université de Médéa

[8] Denis LEDUCQ, « Froid et Environnement », Cemagref 2009.

[9] HAFSI Khebab, « Etude d'un entrepôt frigorifique polyvalent », Mémoire de Master en Génie Climatique , Université de Constantine, 2016.

[10] BENYEKHLEF Ahmed, « Etude et dimensionnement d'un entrepôt frigorifique », Mémoire de Master en Génie climatique, Université de Médéa, 2014.

[11] ZERROUKI Zolikha, « Dimensionnement d'un système photovoltaïque autonome », Mémoire de Master en Génie électrique , 2017.

[12] Energie solaire photovoltaique.doc / B. Flèche - D. Delagnes / juin 07.

[13] DJALOUD Fatfi, « Etude et optimisation du fonctionnement d'un système photovoltaïque » ,Université de Ouargla, 2012.

[14] BOUKHERS Djamil, « Optimisation d'un système d'énergie photovoltaïque application Au pompage », Mémoire de Magister en Electrotechnique ,Université de Constantine, 2007.

[15] BENZAGHOU Hana, « Etude a-b initio des propriétés structurales, électroniques des semi-conducteurs chalcopyrites CuGaX2(X=S, Se) », Mémoire de Magister en Physique, Université de Tlemcen, 2012.

[16] CHIBA Younes, « Cours: chauffage et climatisation », 2eme année Licence Génie climatique, Université de Médéa

[17] HAMLAT Saddek, HAMDAOUI Latamene, « Etude des cas possibles pour la réalisation d'une centrale solaire photovoltaïque pour l'alimentation électrique du village touristique RUSSICA-PARK», Mémoire de Master en Electrotechnique (Option : Energies Renouvelables), Université de Béjaia, 2017.

[18] Manuel de formation pour l'installation et la Maintenance de petits systèmes photovoltaïque, pdf.

Annexe 1: Tableaux de sélection : Evaporateurs

- **Chambre 01 :**

SKB .. L — 6,35 mm

Modèles	SKB .. L			06	09	11	14	18	22
R404A DT1 = 8 K SC 2 (1)	Puissance nominale Q_{0m}		kW	**6,56**	**10,42**	**13,43**	**15,54**	**20,14**	**25,92**
	Eau glycolée		kW	-	-	**13,04**	-	**17,07**	**26,21**
Surface			m^2	19,5	26	39	39	60	73
Vol. tubes circuits			dm^3	4,85	6,57	9,69	9,58	14,36	17,48
Débit air			m^3/h	4000	8600	8000	12900	12000	15600
Ventilateur 400 V/3/50 Hz 1500 tr/min	Proj. d'air		m	16	18	18	20	20	22
	Ø 450 mm		Nb	1	2	2	3	3	4
	400V/3/50Hz		W max A max (2)	1 x 540 1 x 1	2 x 540 2 x 1	2 x 540 2 x 1	3 x 540 3 x 1	3 x 540 3 x 1	4 x 540 4 x 1
Dégivrage élect. 400 V/3	**ELK (3)**	Total	W A	2100 3,19	3000 4,56	4200 6,38	4200 6,38	6000 9,12	7200 10,94
	E1K (3)	Total	W A	1050 1,56	1500 2,28	2100 3,19	2100 3,19	3000 4,56	3600 5,47
Poids net			kg	53	92	102	118	135	152

Chambre 02 :

Modèles	NKH ... L			2x6D B3	3x6D B1	2x8D C1	4x6Y B1	2x8D C2	3x6D B2	4x6D B1
Puissance	**DT1 = 8K - SC2** (1)	**kW** (6)		**50.99**	**53.03**	**54.64**	**60.37**	**68.11**	**68.38**	**70.59**
Surface		**m2**		214.4	160.8	179.0	214.4	268.5	241.2	214.4
Vol.circuits		**dm3**		57.5	43.1	47.9	55.7	71.8	64.6	55.7
Ventilateur *	Nb x Ø	**mm**		2 x 630	3 x 630	2 x 800	4 x 630	2 x 800	3 x 630	4 x 630
	Débit air	**m3/h** (6)		25200	42900	41300	43600	38400	40200	57200
	Proj. air (2)	**m** (6)		33	43	41	37	38	40	49
Dégivrage élect. **E1U** (3)	Ω	**Nb**		9	6	6	6	6	6	6
	400V/3	**W** **A**		19800 28.6	19500 28.1	17400 25.1	25800 37.2	17400 25.1	19500 28.1	25800 37.2
Dégivrage élect. **ELU** (3)	Ω	**Nb**		12	6	6	6	9	9	6
	400V/3	**W** **A**		26400 38.1	19500 28.1	17400 25.1	25800 37.2	26100 37.7	29250 42.2	25800 37.2
Kit dégivrage Kit **ECK** (4)	Ω	**Nb**		3	-	-	-	3	3	-
	400V/3	**W** **A**		6600 9.5	- -	- -	- -	8700 12.6	9750 14.1	- -
Kit **ECK**		**Nb**		1	0	0	0	1	1	0
Raccordements	Entrée	**Ø**		1 5/8"	1 5/8"	1 5/8"	1 5/8"	1 5/8"	2x 1 3/8"	2x 1 3/8"
	Sortie	**Ø**		2 1/8"	2 1/8"	2 1/8"	2 5/8"	2 5/8"	2x 2 1/8"	2x 2 1/8"
Poids net		**kg**		330	360	400	470	460	410	470

- **SAS :**

Modèles	NKT ... S		4x6D B2	3x6D B4	3x8D C2	4x6D B3	3x8D C3	4x6D B4	4x8D C2	4x8D C3
Puissance	DT1 = 7K - SC3 (1)	kW (6)	50.49	51.68	57.22	61.20	68.59	70.54	77.32	92.63
Puissance	DT1 = 6K - SC4 (1)	kW (6)	38.55	39.88	43.83	46.98	52.82	53.71	59.15	71.34
Surface		m2	279.8	349.8	335.8	373.1	447.7	466.4	447.7	597.0
Vol.circuits		dm3	109.5	136.9	131.4	146.0	175.3	182.6	175.2	233.7
Ventilateur *	Nb x Ø	mm	4 x 630	3 x 630	3 x 800	4 x 630	3 x 800	4 x 630	4 x 800	4 x 800
	Débit air	m3/h (6)	59200	41400	63300	57000	60300	55200	84400	80400
	Proj. air (2)	m (6)	50	42	49	48	47	47	55	53
Dégivrage élect.	Ω	Nb	9	15	9	12	12	15	9	12
	400V/3	W	38700	48750	38700	51600	51600	64500	51300	68400
		A	55.9	70.4	55.9	74.5	74.5	93.1	74.0	98.7
Raccordements	Entrée	Ø	1 5/8"	1 5/8"	2x1 3/8"	2x1 5/8"	2x1 5/8"	2x1 5/8"	2x1 3/8"	2x1 5/8"
	Sortie	Ø	2 5/8"	2 5/8"	2x2 1/8"	2x2 1/8"	2x2 5/8"	2x2 5/8"	2x2 5/8"	2x2 5/8"
Poids net		kg	610	590	710	690	800	770	910	1030

Annexe 2: Tableaux de sélection : groupe de condensation

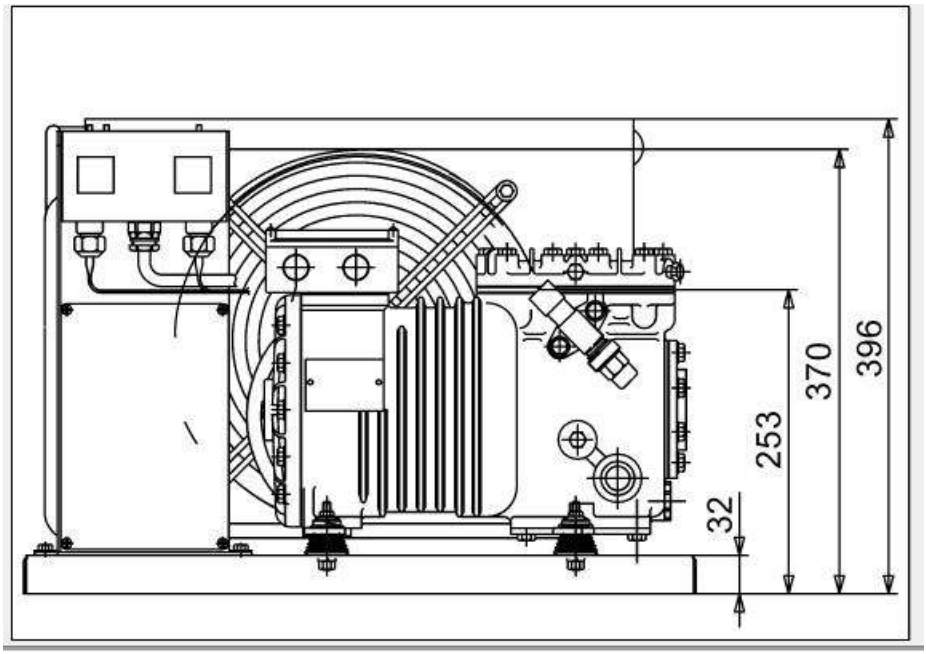
- **Chambre 01 :**

Performances Tables Limites de fonctionnement Plan Liste de Sélection

Modèle de groupe de condensation à air	B8-KJ-10X
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION	
Condenseur / Ventilation	B8/71
Fixations mm (Ø)	530 x 330 (11)
Nombre de ventilateurs	1
Flux d'air, m3/sec	0.36
Ventilateurs : P. abs tot, W	85
Poids brut, kg	67.5
Hauteur, mm	396
Profondeur, Largueur, mm	570/560
Diamètre Aspiration, pouce	5/8
Ligne liquide, pouce	1/2
Type d'aspiration	Fixed Valve
PS côté HP, bar(g)	31
Réservoir liquide, l	3.3
Pression sonore @10m, dBA	39
PS côté LP, bar(g)	22.5
Poids net, kg	57.5
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité par ventilateur (1Ph) A	0.38 / 0.45
Intensité max. de fonction. du compresseur, A	7.1
Courant rotor bloqué du compressor, A	32.4

Performances Tables Limites de fonctionnement Plan L

PERFORMANCES AU POINT SPÉCIFIÉ	-4,0 / 37,0 °C
Modèle de groupe de condensation à air	B8-KJ-10X
Compresseur	KJ-10X
Puiss. Frigo. kW	2,59
Total P. Absorbée kW	1,60
C.O.P.	1,62
Compresseur Intensité 230V, A	6,88
Débit masse g/s	25,20
Rejet de chaleur kW	3,48
Temp. de condensation °C	53,6
Sous-ref. K	0.00
PERFORMANCE aux conditions ErP BT (pt. rosée)	
C.O.P. à -35/32°C	1,04



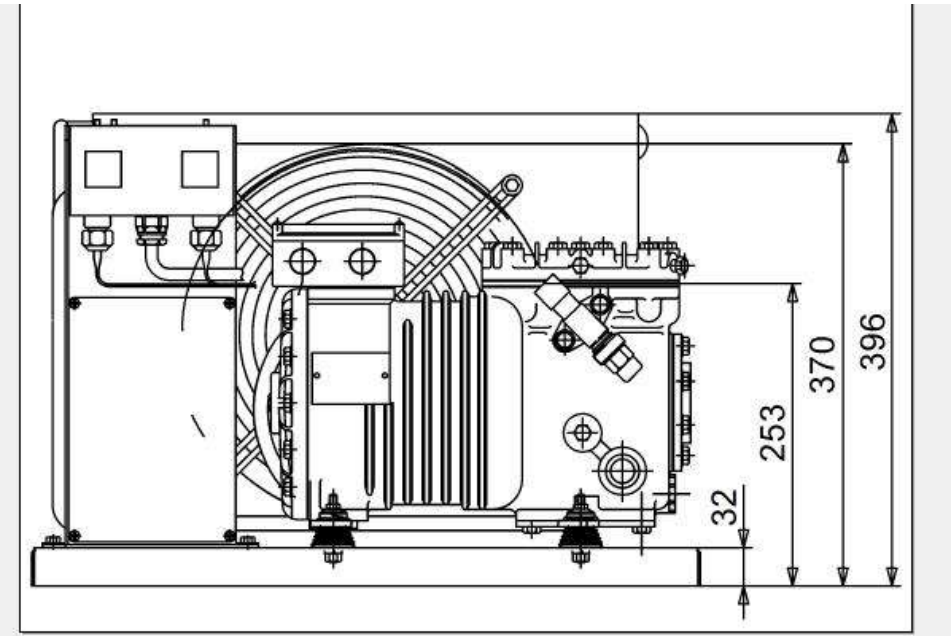
- **Chambre 02 :**

Performances Tables Limites de fonctionnement Plan Liste de Sélection I

Modèle de groupe de condensation à air	B8-KL-15X
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION	
Condenseur / Ventilation	B8/71
Fixations mm (Ø)	530 x 330 (11)
Nombre de ventilateurs	1
Flux d'air, m3/sec	0.36
Ventilateurs : P. abs tot, W	85
Poids brut, kg	67.5
Hauteur, mm	396
Profondeur, Largueur, mm	570/560
Diamètre Aspiration, pouce	5/8
Ligne liquide, pouce	1/2
Type d'aspiration	Fixed Valve
PS côté HP, bar(g)	31
Réservoir liquide, l	3.3
Pression sonore @10m, dBA	40
PS côté LP, bar(g)	22.5
Poids net, kg	57.5
DONNÉES ÉLECTRIQUES	
Intensité par ventilateur (1Ph) A	0.38 / 0.45
Intensité max. de fonction. du compresseur, A	8.4
Courant rotor bloqué du compressor, A	43

Performances Tables Limites de fonctionnement Plan I

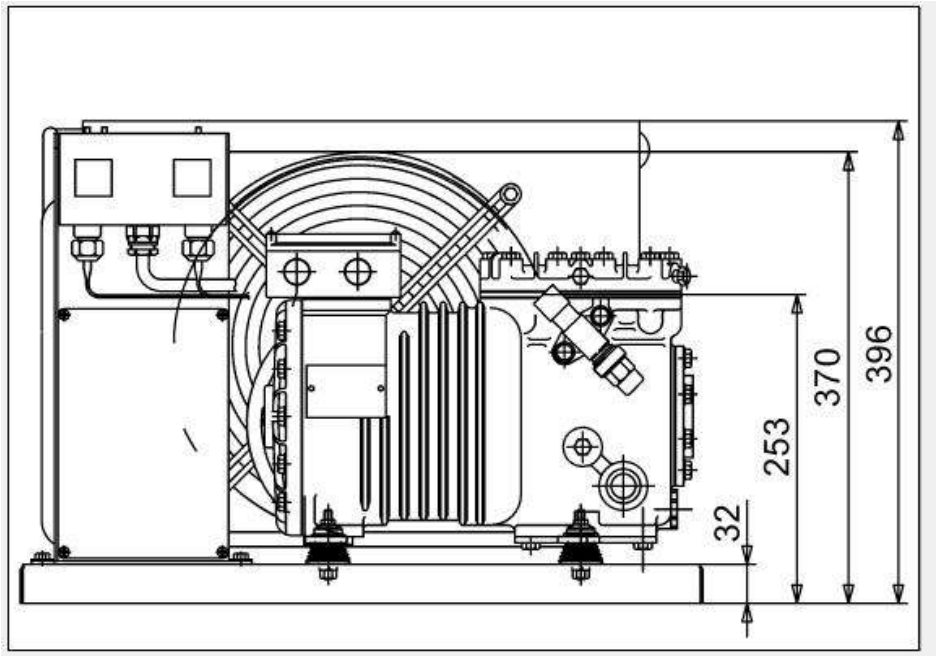
PERFORMANCES AU POINT SPÉCIFIÉ	-24,0 / 37,0 °C
Modèle de groupe de condensation à air	B8-KL-15X
Compresseur	KL-15X
Puiss. Frigo. kW	1,77
Total P. Absorbée kW	1,52
C.O.P.	1,16
Compresseur Intensité 230V, A	7,30
Débit masse g/s	15,40
Rejet de chaleur kW	2,61
Temp. de condensation °C	49,4
Sous-ref. K	0.00
PERFORMANCE aux conditions ErP BT (pt. rosée)	
C.O.P. à -35/32°C	1,08



- **SAS :**

Performances	Tables	Limites de fonctionnement	Plan	Liste de Sélection
Modèle de groupe de condensation à air		B8-KJ-10X		
DONNÉES MÉCANIQUES du GROUPE DE CONDENSATION				
Condenseur / Ventilation		B8/71		
Fixations mm (Ø)		530 x 330 (11)		
Nombre de ventilateurs		1		
Flux d'air, m3/sec		0.36		
Ventilateurs : P. abs tot, W		85		
Poids brut, kg		67.5		
Hauteur, mm		396		
Profondeur, Largueur, mm		570/560		
Diamètre Aspiration, pouce		5/8		
Ligne liquide, pouce		1/2		
Type d'aspiration		Fixed Valve		
PS côté HP, bar(g)		31		
Réservoir liquide, l		3.3		
Pression sonore @10m, dBA		39		
PS côté LP, bar(g)		22.5		
Poids net, kg		57.5		
DONNÉES ÉLECTRIQUES				
Intensité par ventilateur (1Ph) A		0.38 / 0.45		
Intensité max. de fonction. du compresseur, A		7.1		
Courant rotor bloqué du compressor, A		32.4		

Performances	Tables	Limites de fonctionnement	Plan
PERFORMANCES AU POINT SPÉCIFIÉ		-3,0 / 37,0 °C	
Modèle de groupe de condensation à air		B8-KJ-10X	
Compresseur		KJ-10X	
Puiss. Frigo. kW		2,67	
Total P. Absorbée kW		1,63	
C.O.P.		1,64	
Compresseur Intensité 230V, A		6,99	
Débit masse g/s		26,30	
Rejet de chaleur kW		3,58	
Temp. de condensation °C		54,0	
Sous-ref. K		0.00	
PERFORMANCE aux conditions ErP BT (pt. rosée)			
C.O.P. à -35/32°C		1,04	



Annexe 3: Tableaux de sélection : Détendeur thermostatique

Température du fluide à l'entrée du détendeur °C	R404A				Facteur de correction kt Température d'évaporation (°C)											
	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
+60	1,56	1,59	1,64	1,69	1,74	1,81	1,88	1,96	2,06	2,43	2,95	3,56	4,37	5,38	6,71	8,47
+55	1,32	1,35	1,38	1,42	1,46	1,50	1,55	1,61	1,68	1,96	2,36	2,83	3,43	4,16	5,12	6,34
+50	1,16	1,18	1,20	1,23	1,26	1,30	1,34	1,38	1,43	1,67	1,99	2,37	2,85	3,43	4,18	5,14
+45	1,04	1,05	1,07	1,10	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46	1,74	2,05	2,46	2,95	3,57	4,35
+40	0,94	0,96	0,97	0,99	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,30	1,55	1,82	2,17	2,59	3,13	3,80
+35	0,87	0,88	0,90	0,91	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,18	1,40	1,64	1,96	2,33	2,80	3,38
+30	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	1,08	1,28	1,50	1,78	2,11	2,53	3,05
+25		0,76	0,77	0,79	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1,00	1,18	1,39	1,64	1,94	2,32	2,79
+20			0,73	0,74	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,94	1,10	1,29	1,52	1,80	2,15	2,58
+15				0,70	0,71	0,72	0,73	0,75	0,76	0,88	1,03	1,21	1,42	1,68	2,00	2,40
+10					0,67	0,68	0,69	0,71	0,72	0,83	0,97	1,13	1,34	1,58	1,88	2,25
+5						0,65	0,66	0,67	0,68	0,78	0,92	1,07	1,26	1,49	1,77	2,11
0							0,63	0,64	0,65	0,75	0,88	1,02	1,20	1,41	1,67	2,00
-5								0,61	0,62	0,71	0,83	0,97	1,14	1,34	1,59	1,90
-10									0,60	0,68	0,80	0,93	1,09	1,28	1,52	1,81
					Facteur de correction kΔp											
Δp (bar)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0
KΔp	4,55	3,21	2,62	2,27	2,03	1,86	1,72	1,61	1,52	1,44	1,37	1,31	1,26	1,21	1,14	1,07
Δp (bar)	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	23,0	24,0	25,0
KΔp	1,02	0,97	0,93	0,89	0,86	0,83	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,70	0,69	0,67	0,66	0,64

Pour un sous refroidissement supérieur à 15 K, reportez-vous àu facteur de correction de la page 188 du catalogue.

Tableau de sélection des mécanismes

	R134a		R22		R404A/R507		R407C		
Série	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Type	Capacité nominale kW	Orifice
TCLE	25 MW	1,5	50HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3.5B
	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
	900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B
TJRE	11 MW	45	14 HW	58	12 SW	40	14 NW	62	X 11873-B4B
	13 MW	57	18 HW	74	14 SW	51	17 NW	80	X 11873-B5B
TERE	16 MW	71	22 HW	91	18 SW	63	21 NW	99	X 9117-B6B
	19 MW	81	26 HW	104	20 SW	72	25 NW	112	X 9117-B7B
	25 MW	112	35 HW	143	27 SW	99	33 NW	155	X 9117-B8B
	31 MW	135	45 HW	174	34 SW	120	42 NW	188	X 9117-B9B
TIRE	45 MW	174	55 HW	223	47 SW	154	52 NW	241	X 9166-B10B
THRE	55 MW	197	75 HW	253	61 SW	174	71 NW	273	X 9144-B11B
	68 MW	236	100 HW	302	77 SW	209	94 NW	327	X 9144-B13B