

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Abou Bekr BELKAID de Tlemcen
Faculté des Sciences
Département de Physique
Unité de Recherche « *Matériaux et Energies Renouvelables* », URMER

Mémoire de Fin d'Etude
Pour l'obtention du Diplôme de Master 2
En Matériaux, Systèmes et Energies Renouvelables

Thème

**OPTIMISATION D'UN SYSTEME DE REFRIGERATION SOLAIRE
A ABSORPTION A USAGE DOMESTIQUE**

Présenté par : Mlle Karima CHERIFI

Soutenue publiquement en Juin 2015 devant le Jury composé de :

Pr. A. OULD-ABBAS	Présidente (Université de Tlemcen)
Dr. T. BAGHDADLI	Examineur (Université de Tlemcen)
Dr. M. BOUCHAOUR	Examinatrice (Université de Tlemcen)
Dr. L. MERAD	Encadreur (Université de Tlemcen)

Année Universitaire 2014-2015

Remerciements

Ce Mémoire de Fin d'Etude à été réalisé à l'Université de Tlemcen, Faculté des Sciences, Département de Physique, à l'Unité de Recherche « *Matériaux et Energies Renouvelables* », URMER au titre de l'année universitaire 2014-2015.

Merci à mon Encadreur Monsieur L. MERAD, Maitre de Conférences (B) à l'Université de Tlemcen qui m'a fait confiance pour mener à bien ce travail. Il est clair que la bonne ambiance repose en grande partie sur ses qualités humaines, ses conseils avisés et son soutien.

Ont tient à exprimer nos plus sincères remerciements à Mme A. OULD-ABBAS, Professeur à l'Université de Tlemcen d'avoir bien voulu présider le jury.

Toute notre gratitude à Monsieur T. BAGHDADLI, Maitre de Conférences (B) à l'Université de Tlemcen, pour avoir accepté d'examiner ce travail.

Toute notre gratitude à Mlle M. BOUCHAOUR, Maitre de Conférences (B) à l'Université de Tlemcen, pour avoir accepté d'examiner ce travail.

Au cours de ces années d'études, nombreuses ont été les personnes qui ont contribué à ce travail et je voudrais leur exprimer ici toute ma sympathie.

Merci à tous...
Mlle Karima CHERIFI

Dédicace

*Je dédie ce travail à mes très chers Parents, pour leur soutien
Et tous les efforts qu'ils m'ont donné le long de mon parcours et*

Je leur souhaite bonne santé et longue vie.

A mon futur mari Azzedine qui n'a jamais cessé de m'encourager.

A mon frère Zouheir

A mes chères Sœurs: Hanane et son mari Mohammed,

Imen, Salima et Fatima

A tous mes amis et mes collègues

Nomenclature

Les lettres latines :

<i>Symbole</i>	<i>Nom</i>	<i>Unité</i>
<i>E</i>	<i>L'émittance</i>	<i>[-]</i>
<i>T</i>	<i>Température</i>	<i>[K]</i>
<i>e</i>	<i>Epaisseur</i>	<i>[m]</i>
<i>ṁ</i>	<i>Débit massique</i>	<i>[kg /s]</i>
<i>Q</i>	<i>Flux de chaleur</i>	<i>[w]</i>
<i>Ac</i>	<i>Surface de capteur</i>	<i>[m]</i>
<i>Eg</i>	<i>Eclairement</i>	<i>[W /m²]</i>
<i>h</i>	<i>Enthalpie</i>	<i>[J.kg⁻¹]</i>
<i>P</i>	<i>puissance</i>	<i>[W]</i>
<i>L</i>	<i>chaleur latente</i>	<i>[kJ/kg]</i>
<i>U</i>	<i>Coefficient des pertes</i>	<i>[W /m²°C]</i>
<i>fc</i>	<i>Facteur de circulation</i>	<i>[-]</i>
COP	<i>Coefficient de performance</i>	<i>[-]</i>
<i>S</i>	<i>entropie</i>	<i>[kJ/kg.K]</i>
<i>F_R</i>	Facteur caractérisant les pertes thermiques du capteur	<i>[-]</i>
<i>h_r</i>	Coefficient d'échange par rayonnement	<i>[W/m²K]</i>
<i>h_c</i>	Coefficient d'échange par convection	<i>[W/m²K]</i>
<i>K</i>	<i>Coefficient de conductivité</i>	<i>[W/mK]</i>
<i>X</i>	Titre frigorigène	<i>[-]</i>

Lettres grecques

<i>Symbole</i>	<i>Nom</i>	<i>Unité</i>
<i>ε</i>	<i>Coefficient d'émission</i>	<i>[-]</i>
<i>σ</i>	<i>Constante de Boltzmann</i>	<i>[W/m².K⁴]</i>
<i>λ</i>	<i>Conductivité thermique</i>	<i>[W /m²°C]</i>
<i>η</i>	<i>Rendement</i>	<i>[-]</i>
<i>η₀</i>	<i>Rendement optique</i>	<i>[-]</i>
<i>α</i>	<i>Coefficient d'absorption</i>	<i>[-]</i>
<i>Cp</i>	<i>Chaleur spécifique</i>	<i>J.kg.K⁻¹</i>
<i>τ_{cs}</i>	Coefficient de transmission	<i>[-]</i>

Les indices :

Indices	Désignation
A	absorbeur.
<i>G</i>	<i>générateur</i>
<i>E</i>	évaporateur.
<i>C</i>	condenseur.
<i>Ex</i>	échangeur de chaleur.

Tables des matières

I .INTRODUCTION GENERALEErreur ! Signet non défini.

CHAPITRE I :L'ENERGIE SOLAIRE

I .INTRODUCTION..... 5

II.DEFFINITION DE ENERGIE SOLAIRE..... 5

III.EXPLOITATION DE ENERGIE SOLAIRE 5

III.1. Énergie solaire passive 6

III.2. Énergie solaire active..... 6

III.2.1. Rafraîchissement solaire 6

III.2.2 Chauffe-eau solaire..... 6

III.2.3. Plancher solaire 6

III.2.4. Conversion photovoltaïque..... 6

IV.AVANTAGES ET INCONVENIETS..... 6

Avantages 6

Inconvénients..... 7

V.RAYONNEMENT SALOIRE 7

Rayonnement direct..... 7

Rayonnement diffus 7

Rayonnement globale 7

VI.CAPTEURS SOLAIRES..... 8

VI.1 Capteurs photovoltaïques 8

VI.2. capteur solaire plan..... 8

VI.2.1. Constituants d'un capteur solaire plan..... 9

VI.2.2. Applications des capteurs solaires plans..... 10

VI.2.3. Orientation et inclinaison d'un capteur plan.....	10
VI.2.4. Différents modes de transfert dans un capteur plan.....	10
Conduction.....	11
Convection.....	11
Rayonnement.....	11
VI.2.5. Modèle des capteurs solaires plans.....	12
Capteurs solaires à air.....	12
Capteurs plans vitrés.....	13
Capteurs non vitrés.....	13
Capteurs sous vide.....	13
VI.3. Capteurs cylindro-paraboliques.....	14
VI.4. Capteurs à lentille de Fresnel.....	15
VI.3. Capteurs solaire Parabole de révolution.....	16
VII CONCLUSION.....	16

CH APITRE II : MACHINE FRIGORIFIQUE

I .INTRODUCTION.....	Erreur ! Signet non défini.
II.MACHINES FRIGORIFIQUES.....	Erreur ! Signet non défini.
II.1 Machine à compression.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2. Machines à énergie thermique.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1. Machine à absorption.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1.1. Principe de fonctionnement.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1.2. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (H ₂ O/ BrLi)	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1.3. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (NH ₃ / H ₂ O)	Erreur ! Signet non défini.

II.2.1.4. Différentes machines à absorption.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1.4.1. Machines à simple effet.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1.4.2. Machine à double effet.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1.5. Fluides utilisés.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1.6. Caractéristiques.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1.7. Rafraîchissement solaire absorption.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1.8. Avantages et inconvénients des machines à absorption.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1.9. Diagramme d'Oldham.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.2 Machines à adsorption.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.2.1. Principe de fonctionnement.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.2.2. Caractéristiques.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.2.3 Avantages et inconvénients des machines à adsorption.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.2.4. Diagramme d'Oldham.....	Erreur ! Signet non défini.
II.2.3. Dessiccation solide.....	Erreur ! Signet non défini.
III. DIAGRAMMES FRIGORIFIQUES.....	Erreur ! Signet non défini.
III.1. Diagramme enthalpique.....	Erreur ! Signet non défini.
IV Conclusion	30

CHAPITRE III : SIMULATION ET MODELISATION

I.INTRODUCTION.....	Erreur ! Signet non défini.
II.MODELISATION D'UN CAPTEUR SOLAIRE.....	Erreur ! Signet non défini.
II.1. Bilan thermique d'un capteur	Erreur ! Signet non défini.
II.1.1. Puissance absorbée par le capteur	Erreur ! Signet non défini.
II.1.2. Déperditions thermique du capteur	Erreur ! Signet non défini.

II.1.3. Puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur	Erreur ! Signet non défini.
II.2. Rendement du capteur solaire	Erreur ! Signet non défini.
II.2.1. Rendement global	Erreur ! Signet non défini.
II.2.2. Rendement interne (thermique)	Erreur ! Signet non défini.
II.2.3. Rendement optique (radiatif)	Erreur ! Signet non défini.
II.3. Perte globale d'énergie	Erreur ! Signet non défini.
II.3.1. Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur	Erreur ! Signet non défini.
II.3.2. Coefficient des pertes thermiques vers l'arrière du capteur	Erreur ! Signet non défini.
II.3.3. Coefficient de pertes thermiques latérales	Erreur ! Signet non défini.
III. MODELISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE	Erreur ! Signet non défini.
III.1. Bilan thermique du système	Erreur ! Signet non défini.
1. Générateur	Erreur ! Signet non défini.
2. Condenseur	Erreur ! Signet non défini.
3. Evaporateur	Erreur ! Signet non défini.
4. Absorbeur	Erreur ! Signet non défini.
5. Echangeur de chaleur	Erreur ! Signet non défini.
6. Pompe de solution	Erreur ! Signet non défini.
III.2. Bilan massique	Erreur ! Signet non défini.
III.3. Détermination du coefficient de performance	Erreur ! Signet non défini.
III.3.1. Coefficient de performance pratique (COP)	Erreur ! Signet non défini.
III.3.2. Coefficient de performance théorique	Erreur ! Signet non défini.
III.3.3. le facteur de circulation f_c	Erreur ! Signet non défini.
IV. DISCUSSIONS ET INTERPRETATIONS DES RESULTATS.	Erreur ! Signet non défini.
IV.1. Comparer le rendement des capteur solaire	Erreur ! Signet non défini.
IV.2. Evolution de la puissance utile du capteur on fonction de la température	Erreur ! Signet non défini.

IV.3. Evolution des rendements du capteur on fonction de la température ambiante **Erreur ! Signet non défini.**

IV.4. Evolution des rendements du capteur on fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur **Erreur ! Signet non défini.**

IV.5. Effet du débit **Erreur ! Signet non défini.**

IV.6. Effet de la chaleur spécifique **Erreur ! Signet non défini.**

IV.7. Influence de la température du générateur..... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.8. Influence de la température d'évaporation et du condensation... **Erreur ! Signet non défini.**

IV.9. Influence de la température de l'absorbeur **Erreur ! Signet non défini.**

V. Conclusion **Erreur ! Signet non défini.**

CHAPITRE IV : LOGICIEL PISTACHE

I .INTRODUCTION **Erreur ! Signet non défini.**

II.DESCRPTION DU PISTACHE **Erreur ! Signet non défini.**

III.UTILISATION DE LOGICIEL PISTACHE..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.1 Information générales et les données d'entrée..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.2 Définition de la configuration d'installation..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.3 Pré dimensionnement des composants..... **Erreur ! Signet non défini.**

III.4 résultats **Erreur ! Signet non défini.**

IV LES AVANTAGE DE PISTACHE..... **Erreur ! Signet non défini.**

V.SHEMA PRINCIPE DE L'INSTALLATION..... **Erreur ! Signet non défini.**

V.1 les énergies consommé et produit..... **Erreur ! Signet non défini.**

V.1.1 Les énergies thermiques (Q) consommées et produites (en kWh) **Erreur ! Signet non défini.**

V.1.2 Les énergies électriques (E) consommées (en kWh) **Erreur ! Signet non défini.**

VI.DONNEES GENERALES **Erreur ! Signet non défini.**

VI.1Caractéristiques de l'installation..... **Erreur ! Signet non défini.**

VI.2 Configuration **Erreur ! Signet non défini.**

VI.3 Machine à absorption.....	Erreur ! Signet non défini.
VI.4 Capteurs	Erreur ! Signet non défini.
VI.5 Ballon de stockage chaud.....	Erreur ! Signet non défini.
VI.6 Ballon de stockage froid	Erreur ! Signet non défini.
VI.7 Système de refroidissement.....	Erreur ! Signet non défini.
VI.8 Températures.....	Erreur ! Signet non défini.
VII.RESULTATS.....	Erreur ! Signet non défini.
VII.1 Fourniture d'énergie et du besoin.....	Erreur ! Signet non défini.
VII.2 Résultats mensuels	Erreur ! Signet non défini.
VIII.3 Analyses.....	Erreur ! Signet non défini.
VIII.3.1 Analyse des performances solaires.....	Erreur ! Signet non défini.
VIII.3.2 Analyse de l'efficacité thermique.....	Erreur ! Signet non défini.
VIII.3.2 Analyse des performances globales de l'installation	Erreur ! Signet non défini.
IX .Conclusion	Erreur ! Signet non défini.
CONCLUSION GENERALE	63

Tables des figures

Figure I.1 : Les composants du rayonnement solaire	08
Figure I.2 : Principe d'un panneau photovoltaïque	08
Figure I .3 : Capteur solaire plan	10
Figure I.4 : Capteur à air fixé à un mur (mur Trombe).....	12
Figure I.5 : Capteur plan vitré	13
Figure I.6 : Capteur non vitré	13
Figure I.7 : Capteur sous vide	14
Figure I.8 Capteur à concentration cylindro-parabolique	14
Figure I.9 : Photographies d'installations utilisant des capteurs cylindro-paraboliques	15
Figure I.10 : Capteur à concentration à lentille de Fresnel	15
Figure I.11 : Photographies de deux installations utilisant des capteurs à lentille de Fresnel.	16
Figure I.12 : Parabole de révolution	16
Figure II.1 : Diageramme énergétique d'un machine frigorifique	18
Figure II.2 : Machine frigorifique a compression	19
Figure II .3 : Cycle d'une machine a compression de vapeur	19
Figure II.4 : Groupe a absorption	21
Figure II.5 : Cycle a simple effet.....	23
Figure II.6 : Cycle a double effet	23
Figure II.7 : Diagramme frigorifique a absorption	26
Figure II.8 Machine frigorifique a adsorption	27
Figure II.9 : Cycle de Clapeyron de base d'une machine frigorifique a adsorption	27
Figure II.10 : Installation et évolution de l'aire dans le diagramme Humide	29
Figure II.11 :Diagramme enthalpique	30

Tables des figures

Figure III.1 : Bilan thermique du capteur	35
Figure III.2 : Cycle de réfrigération	36
Figure III .3 : Influence des variation du telta de température sur le rendement des capteurs	39
Figure III.4 : variation du la puissance instentané en fonction l'écart de la température	40
Figure III.5 : variation du rendement instentané en fonction de la température ambiante	40
Figure III.6 : variation du rendement instentané en fonction température entré du fluide	41
Figure III.7 : variation du rendement instentané en fonction du débit massique	42
Figure III.8 variation du rendement instentané en fonction de la chaleur spécifique	42
Figure III.9 : variation du COP en fonctionde température du générateur pour diffirents valeurs de T_c	43
Figure III.10 : : variation du COP en fonctionde température du générateur pour diffirents valeurs de T_c	43
Figure III.11 : variation du facteur de circulation(fc) en fonctionde température du générateur	44
Figure III.12 : : Influence de la température de condenseur sur le coefficient de performance de la machine frigorifique	45
Figure III.13 Influence de la température d'évaporation sur le coefficient de performance de la Machine frigorifique	45
Figure III.14 : variation du facteur de circulation(fc) en fonctionde température de l'évaporateur et de générateure	46
Figure III.15 : variation du facteur de circulation(fc) en fonction des températures du Condenseur	47
Figure III.16 : Influence de la température d'absorption sur le coefficient de performance de la machine frigorifique	48

Tables des figures

Figure III.17 : variation du facteur de circulation(f_c) en fonction des températures d'absorption et de générateur	50
Figure IV.1 : L'insigne de logiciel	52
Figure IV.2 : La barre des Informations générales et les données d'entrée	52
Figure IV.3 : La barre des Définition de la configuration d'installation	53
Figure IV.4 : La barre de prédimensionnement des composants	54
Figure IV.5 : schéma de principe de l'installation	55
Figure IV.6 : Le bilan d'énergies froides	58
Figure IV.7 : Les bilans d'énergies solaire	59

INTRODUCTION

GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

L'homme a exploité sur terre de nombreuses sources d'énergie, les plus utilisées étant les énergies dites fossiles (charbon, pétrole, gaz) parce que faciles à exploiter et rentables, les autres étant les énergies renouvelables, se renouvellent assez rapidement pour être considérées comme inépuisables à l'échelle de l'homme, les énergies renouvelables sont issues des phénomènes naturels, principalement le rayonnement solaire, due à la lune, marée et la terre (énergie géothermique) ; il existe d'autres énergies renouvelables telle l'énergie éolienne produite à partir de l'action du vent sur les pales d'une éolienne. Lorsque le vent se met à souffler, les forces qui s'appliquent sur les pales des hélices induisent la mise en rotation du rotor. L'énergie électrique ainsi produite peut être distribuée sur le réseau électrique grâce à un transformateur ; l'énergie géothermique due à la chaleur contenue dans la croûte terrestre pour produire du chauffage ou de l'électricité, l'énergie hydraulique se transforme en électricité, dans les centrales hydroélectriques, grâce à la force de l'eau. Celle-ci dépend de la hauteur de la chute d'eau ; l'énergie de la biomasse convertie en électricité grâce à la chaleur dégagée par la combustion de matières (bois, végétaux, déchets agricoles, les ordures ménagères organiques) ou du biogaz issu de la fermentation de ces matières, dans des centrales biomasses. De plus l'énergie solaire est la plus importante source d'énergie renouvelable, la plus répandue et dans le monde. L'énergie solaire fournie par le soleil est plus de 11000 fois supérieure à la demande énergétique de toute la population mondiale, elle est virtuellement inépuisable à l'échelle des temps humains.

Il y a deux types d'énergie solaire :

Le photovoltaïque : transformée directement en électricité à partir de la lumière du soleil par des panneaux photovoltaïques. Elle résulte de la conversion directe dans un semi-conducteur.

La thermique : qui transforme les rayons du soleil en chaleur, pouvant ainsi assurer la production d'eau chaude sanitaire ou d'eau distillée, le chauffage des piscines et des habitations ainsi que le séchage. et aussi le rafraîchissement solaire ; Le rafraîchissement est une forme de **climatisation** consistant à abaisser le niveau de température intérieure par rapport à la température extérieure. Abaisser de 5°C pour être à une température ambiante de 26°C par rapport à un extérieur de 32°C est un rafraîchissement des plus confortables. Les systèmes de rafraîchissement solaire sont principalement des machines frigorifiques, contenant un liquide dont l'évaporation permet de prélever de l'énergie dans une ambiance à refroidir (on ne fabrique pas du froid, on enlève de la chaleur), l'énergie étant rejetée dans un milieu à réchauffer par la condensation de ce même fluide frigorigène.

Dans le cadre de ce travail, nous nous intéressons à l'exploitation de l'énergie solaire par voie thermique en utilisant un capteur solaire plan et une machine frigorifique d'absorption pour un système de rafraîchissement ; nous avons réalisé une simulation d'installation de rafraîchissement solaire à absorption dans le but d'optimiser ses performances.

Le présent de travail comporte quatre chapitres essentiels, comme suit :

Le premier chapitre présente une généralité sur l'énergie solaire, les différents capteurs solaires à l'étude théorique du capteur solaire plan et les différents modèles de ce capteur comme plan vitré et non vitré, tube sous vide ...etc.

Le deuxième chapitre présente les différentes machines frigorifiques (la machine frigorifique d'absorption et leur mode de fonctionnement).

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation mathématique du capteur solaire et de la machine frigorifique ; il nous a permis d'obtenir des résultats représentés graphiquement, suivis par une analyse et une discussion, en plus d'une conclusion générale

Le dernier chapitre comporte pré-dimensionnement de systèmes avec logiciel Pistache, et les différentes étapes de réalisation, On a choisi une installation de rafraîchissement solaire avec machine frigorifique absorption.

Une conclusion générale est donnée à la fin.

CHAPITRE I

ENERGIE SOLAIRE

I. INTRODUCTION

L'homme a utilisé l'énergie depuis l'antiquité, les Romains utilisent c'est énergie pour allumer la flamme des jeux olympiques, à l'aide de miroir parabolique primitif, Archimède pour brûler les navires Romains.

En 1747, le botaniste Buffon met au point une machine capable d'enflammer des planches en bois à 48 mètres. En 1774, le chimiste Français crée un four solaire permettant d'atteindre une température de 1755°C.

En 1872 l'ingénieur suédois Charles Wilson construit un distillateur solaire de 5000m² pour produire 20 000 litre d'eau douce par jour et en 1878 une professeure crée une machine solaire à vapeur.

En 1913, Shuman a achevé la construction d'une centrale thermo solaire parabolique, et la première maison alimentée en électricité par des cellules photovoltaïques construite en 1973. Mais avec le contre-choc pétrolier de 1986, des nombreux projets furent arrêtés.

L'énergie solaire est aujourd'hui utilisée pour produire de l'électricité, ayant le chauffage des habitations ou le dessalement l'eau de mer [IV].

Ce chapitre porte sur l'étude de l'énergie solaire et exploitation, ses avantages et inconvénients, ainsi que les rayonnements reçus au niveau de la terre, les différents modèles de capteur solaires et leur fonctionnement, a l'étude du théorique du capteur solaire plan, ses différents composants et ses différents modes de transfert

II. ENERGIE SOLAIRE

L'énergie solaire est transmise par le soleil sous forme de lumière et de chaleur, étant l'énergie la plus distribuée dans le monde, il est possible de l'utiliser directement sous formes de lumières (fenêtres et portes).

Le Soleil produit de l'énergie grâce à des réactions de fusion nucléaire et l'envoyer dans l'espace sous forme de particules ou de rayonnements, c'est une énergie renouvelable.

Cette énergie permet d'obtenir de l'électricité à partir de panneaux photovoltaïques ou de centrales solaires thermiques, grâce à la lumière du soleil captée par des panneaux solaires.

III. EXPLOITATION DE L'ENERGIE SOLAIRE

L'énergie solaire fournie par le soleil est reçue par la terre, Aujourd'hui, nous captons l'énergie solaire pour chauffer les maisons et l'eau, et pour produire de l'électricité au moyen de trois différentes méthodes:

- l'énergie solaire passive,
- l'énergie solaire active,
- l'énergie photovoltaïque.

III.1. Énergie solaire passive

Energie abondante et non polluante, elle permet de chauffer ou refroidir les bâtiments. Elle utilise l'architecture des bâtiments, l'orientation des murs et fenêtres pour capter les rayons du soleil [5]

III.2. Énergie solaire active

Par le biais de capteurs solaires, elle permet de produire de l'électricité ou bien pour d'autres utilisations comme :

III.2.1. Rafrâchissement solaire

La technique la plus commune consiste à utiliser des capteurs solaires pour fournir de la chaleur qui est dirigée vers une machine à absorption. Cette machine dissocie, par ébullition, une solution d'eau et de bromure de Lithium. Après refroidissement, la recombinaison des deux composants produit du froid, par absorption de chaleur.

III.2.2 Chauffe-eau solaire

Dans cette méthode on a utilisé des capteurs vitrés ou non vitrés. Les capteurs comprennent une Surface absorbante noire qui absorbe le rayonnement solaire. L'énergie solaire réchauffe un fluide caloporteur qui circule dans les tubes sous le capteur.

III.2.3. Plancher solaire

Cette méthode utilise le même principe d'extraction de l'énergie thermique que le chauffe-eau. Le liquide caloporteur chauffé dans les capteurs solaires circule directement dans les tuyaux du plancher chauffant, sans échangeur intermédiaire, puis repart vers les capteurs. Le circuit se répète tant que l'ensoleillement est suffisant.

III.2.4. Conversion photovoltaïque

Il s'agit de l'électricité produite par la transformation du rayonnement solaire par des panneaux photovoltaïques. C'est panneaux qui sont associés en série et en parallèle permettent de produire de l'électricité à partir de l'énergie solaire [6].

IV. AVANTAGES ET INCONVENIENTS

➤ Avantages

- L'énergie solaire est inépuisable et non polluante.
- L'énergie solaire est propre et ne dégage pas de gaz à effet de serre.
- L'utilisation de l'énergie solaire réduit indirectement les coûts de santé.
- Pour la production d'eau chaude sanitaire et pour le chauffage, les coûts d'installation ne sont pas très élevés. [3]

➤ Inconvénients

- La production d'énergie solaire n'existe, que lorsqu'il y a le soleil, donc il faut prévoir des systèmes de stockage.
- Les cellules photovoltaïques sont chères à fabriquer donc La production d'électricité à partir du solaire est coûteuse.
- La taille des installations : il faut en effet de grandes superficies de panneaux solaires pour produire de l'énergie.
- La fabrication de certaines cellules solaires contient des déchets toxiques (cuivre et chrome) [3].

V. RAYONNEMENT SALOIRE

L'énergie solaire arrive sur la terre (Voir Figure I.1).sous forme de rayonnements, incident au sol, formé de rayonnement direct, de rayonnement diffus et l'ensemble formant le rayonnement global.

Les rayonnements électromagnétiques se caractérisent par leur vitesse, leur fréquence et leur longueur d'onde.

➤ Rayonnement direct

Le rayonnement direct est la lumière parvenant directement du soleil par ciel clair, traversant l'atmosphère sans rencontrer d'obstacles. Il est utilisé dans les systèmes à concentration (four solaire, centrales solaires thermodynamique et photovoltaïque). [5, 6]

➤ Rayonnement diffus

Le rayonnement solaire diffus résulte de la diffraction du rayonnement solaire par les nuages, dans toutes les directions.

➤ Rayonnement global

C'est la somme des rayonnements directs et diffus, utilisés pour faire fonctionner les panneaux solaires thermiques et photovoltaïques (systèmes sans concentration). [6]

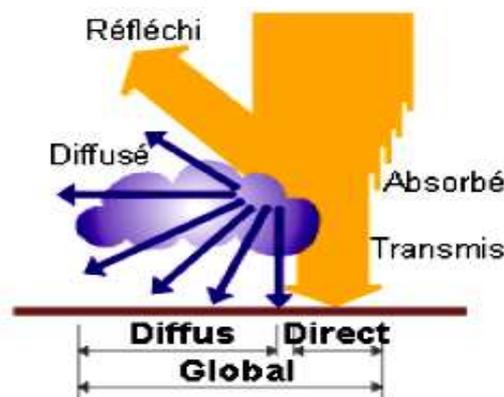


Figure I.1 : Composants du rayonnement solaire [5]

VI. CAPTEURS SOLAIRES

VI.1 Capteurs photovoltaïques

Le panneau photovoltaïque, est composé de capteurs (cellules), chaque cellule étant composée de deux couches de silicium (un matériau semi-conducteur) une couche chargée positivement de type P et l'autre négativement de type N (Voir Figure I.2).

Lorsque ces panneaux solaires absorbent les rayonnements solaires, les photons du soleil traversant les cellules les convertissent directement en électricité.

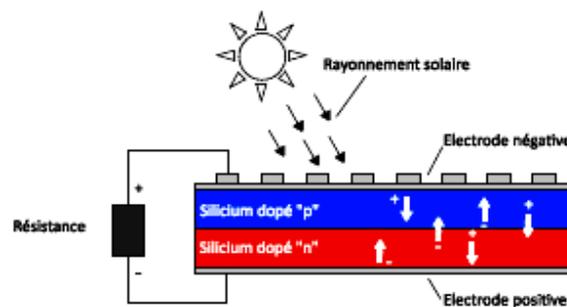


Figure I.2: Principe d'un panneau photovoltaïque [1]

VI.2. capteur solaire plan

Le capteur solaire plan est tout système exposé au rayonnement solaire afin de le capter et de le transformer en énergie thermique. Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné sur (Voir Figure I.3).

VI.2.1. Constituants d'un capteur solaire plan

Les capteurs plans sont constitués de quatre parties principales (Voir Figure I.3) :

Partie 1

La vitre : c'est une couverture transparente constituée de verre ou de plastique permettant de protéger l'intérieur du capteur contre les effets de l'environnement et d'améliorer le rendement du système par effet de serre ; elle joue aussi un rôle important dans le bilan thermique en réduisant les pertes de chaleur :

- Recevoir le maximum du rayonnement incident.
- Transmettre la plus part du rayonnement reçu.
- S'opposer aux déperditions thermiques par convection et rayonnement. [7]

Partie 2

La partie absorbante, absorbe la plus grande partie du rayonnement incident et le transmette la chaleur produite par cette absorption vers le fluide caloporteur. Cette surface considérée comme un corps noir est caractérisée le coefficient émissivité, l'émittance E d'une surface à la température T s'écrit :

$$E = \epsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (I.1)$$

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ w/ m}^2 \cdot \text{k}^{-4}$).

On a deux coefficients pour déterminer les caractéristiques de ces absorbeurs :

α : Coefficient d'absorption.

ϵ : Coefficient d'émission [7]

Partie 3

Le fluide caloporteur permet d'évacuer la chaleur emmagasinée par l'absorbeur et de la transmettre.

Un bon fluide caloporteur doit prendre en compte les conditions suivantes:

- Etre non-toxique et avoir un faible impact sur l'environnement.
- Grande capacité calorifique.
- Faible viscosité.
- Coefficient de transfert thermique élevé.
- Haute point de d'ébullition et bas point de congélation.

Les fluides caloporteurs les plus utilisés sont : l'air et l'eau [4].

Partie 4

La partie isolante, limitant les pertes de transmission vers l'extérieur est primordiale pour optimiser les performances du capteur ; les isolants généralement utilisés sont la laine de verre et les mousses de Polyuréthane. Leur épaisseur varie de 4 à 8 cm (Voir Figure I.3).

Un bon isolant doit avoir les qualités suivantes :

- Faible conductivité thermique.
- Chaleur massique basse.
- Résistance thermique dans l'intervalle des températures de service. [7]

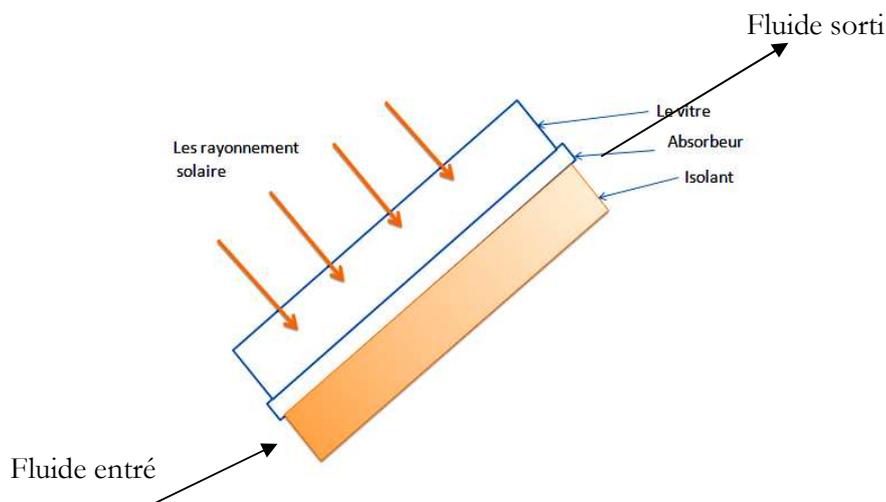


Figure I.3 : Capteur solaire plan

VI.2.2. Applications des capteurs solaires plans

- Chauffage et climatisation des habitations.
- Séchage des récoltes idéal dans le cas du thé, du café, des fruits, des fèves, du riz, des épices, du caoutchouc, du Cacao et du bois.

VI.2.3. Orientation et inclinaison d'un capteur plan

➤ Orientation

A cause de la répartition intégrale de l'ensoleillement pendant toute la journée, il est nécessaire d'orienter le capteur de telle façon que l'énergie recueilli soit maximale.

➤ Inclinaison

Le problème de l'inclinaison est le plus délicat et nécessite une étude chiffrée ; ainsi nous constatons que la position verticale du capteur est meilleur pendant la période hivernale, alors que la position horizontale conduit à des meilleurs rendements pendant l'été, la solution idéale serait d'incliner différemment les capteurs suivant la période de l'année.

Comme les capteurs seront nécessairement fixes, on les inclinera sur l'horizontale d'un angle égal à la latitude du lieu. [4]

VI.2.4. Différents modes de transfert dans un capteur plan

Un capteur solaire thermique met en jeu trois modes de transfert thermique : la conduction, la convection, et le rayonnement.

➤ Conduction

Cette transmission de chaleur se fait dans une même pièce métallique quand les parties ont des températures différentes, la chaleur passant du point le plus chaud au point le plus froid. C'est un transfert de chaleur sans déplacement de matière. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

Les pertes par conduction peuvent exister entre l'absorbeur et la vitre, lorsque ces derniers se trouvent sur une très faible distance, a qui est le cas au niveau de l'isolation de la partie arrière et latérale du capteur.

La loi fondamentale du rayonnement :

$$Q_{cd} = -\lambda \cdot S \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (I.2)$$

Avec :

Q_{cd} : Flux de chaleur par conduction (W).

λ : Conductivité thermique (W/m²°C).

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2).

x : Variable d'espace dans la direction du flux (m) [15, 8, 12].

➤ Convection

Dans ce cas le transfert de chaleur s'effectue d'un fluide liquide ou gazeux à un corps solide (par exemple entre l'air et une paroi). Les particules se trouvent en mouvement entre elles.

Ce mode de transfert se fait généralement entre la couverture et le milieu extérieur, l'absorbeur et le fluide caloporteur, fluide caloporteur et la couverture. Le coefficient de pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur.

$$Q_{cv} = h_c \cdot S \cdot (T_p - T) \quad (I.3)$$

Avec :

Q_{cv} : Flux de chaleur par convection (W).

h_c : Surface de transmission de chaleur (m^2).

T_p : Température de surface de solide ($^{\circ}C$) [4, 8].

➤ Rayonnement

Le transfert de chaleur par rayonnement a lieu lorsque l'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques est émise par une surface et absorbée par une autre. Cet échange peut avoir lieu lorsque les corps sont séparés par le vide ou par n'importe quel milieu intermédiaire suffisamment transparent pour les ondes électromagnétiques.

La loi fondamentale du rayonnement :

$$Q_R = \sigma \cdot \epsilon \cdot S (T_p^4 - T_{\infty}^4) \quad (I.4)$$

Avec :

Q_R : Densité de flux de chaleur émis par le corps.

ϵ : Emissivité thermique du matériau.

S : Aire de la surface (m^2)

T_p : Température de la surface (K)

T_{∞} : Température du milieu environnant la surface (K). [15, 8, 4].

VI.2.5. Modèle des capteurs solaires plans

➤ Capteurs solaires à air

Le capteur solaire à air est constitué généralement d'une plaque noire exposée au soleil pour s'échauffer et deux plaques de verre (double vitrage), ce système étant recouvert d'un isolant qui limite les pertes de chaleur (Voir Figure I.4).

L'air circulant entre le verre et la plaque noire pour s'échauffer, a un rendement de l'ordre de 40 % à 50 %.

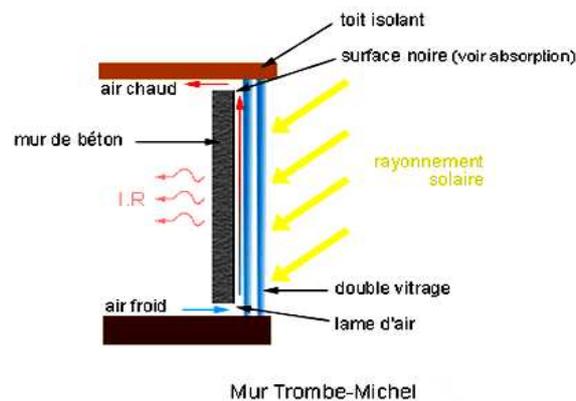


Figure I.4 : Capteur à air fixé à un mur (mur Trombe)

Le mur Trombe-Michel est un système directement incorporé au mur d'une maison. Une des parties d'un mur extérieur est remplacée par un double vitrage derrière lequel est situé un mur de béton (le mur de béton se trouve donc dans la maison). [I]

➤ Capteurs plans vitrés

Le capteur vitré (Voir Figure I.5), est composé par un corps noir qui absorbe les rayonnements solaires, un fluide caloporteur, un isolant thermique, une couverture transparente et un cadre en Aluminium.

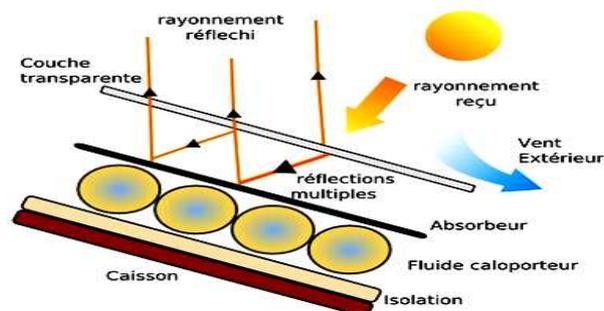


Figure I.5 : Capteur plan vitré [II]

Le capteur absorbe le rayonnement solaire et le transforme en chaleur qui est transmise à un fluide caloporteur. La chaleur ainsi captée est ensuite transférée vers le réservoir de stockage. Ce type de capteur se présente sous forme de caissons de différentes dimensions. Une installation peut comprendre un capteur ou plusieurs centaines de mètres carrés de capteurs (installations collectives) [II].

Le capteur plan vitré permet de produire du chauffage, de l'eau chaude sanitaire (ECS) pour la climatisation. Idéal pour les températures de 50-70 °C, au cœur de l'été sa température peut monter jusqu'à des températures dépassant les 100 °C. C'est le capteur le plus répandu et le mieux adapté pour répondre à ces besoins par le biais de l'énergie solaire

➤ Capteurs non vitrés

Le capteur non vitré est composé d'une série de tubes noirs en matière plastique accolés les uns aux autres, les tubes étant parcourus par de l'eau (fluide caloporteur). Pour chauffer l'eau d'une piscine (Voir Figure I.6).

Le rendement du capteur moquette est très bon pour produire des températures proches de la température de l'air ambiant (20 à 30 °C).



Figure I.6: Capteur non vitré [3]

➤ Capteurs sous vide

On s'intéresse aux capteurs sous vide (Voir Figure I.7) à circulation directe. Les tubes sous vide utilisent un mécanisme d'évaporation et de condensation du fluide pour l'échange de chaleur. Le fluide caloporteur chargé de récupérer la chaleur ne circule pas directement dans les tubes. Il est chauffé par un fluide secondaire qui s'évapore sous l'influence du rayonnement solaire, et se condense au contact de l'échangeur de chaleur. [1].

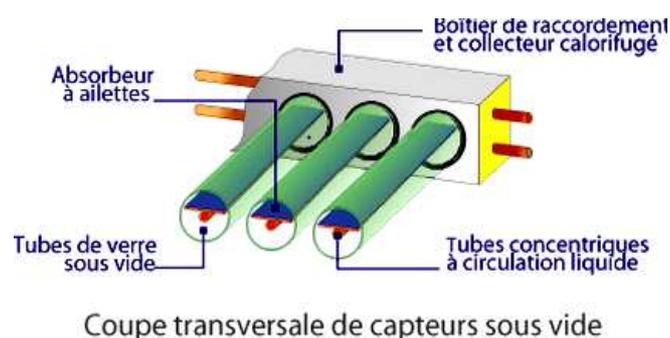


Figure I.7 : Capteur sous vide

Ces capteurs sont de même type que les capteurs plans, mais ils concernent les rayons de soleil sur les absorbeurs à l'aide de réflecteurs disposés en face. Ces capteurs sont très efficaces lorsque l'ensoleillement est très fort, mais ils perdent rapidement leur efficacité lors des ensoleillements moindres.[20]

VI.3. Capteurs cylindro-paraboliques

Un capteur cylindro-parabolique (Voir Figure I.8) est constitué d'un cylindre de section parabolique recouvert intérieurement avec un matériel réfléchissant qui convertit la lumière sur un récepteur, le récepteur est un tube parabolique rempli avec un fluide qui transfère de la chaleur.

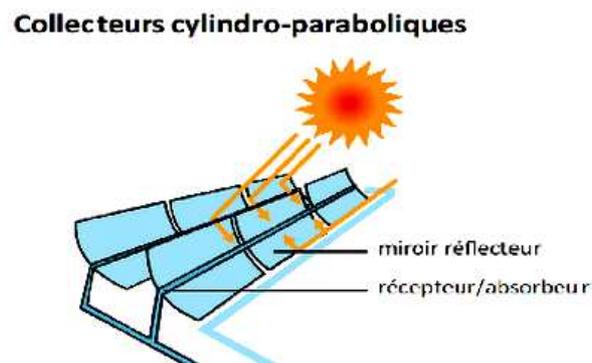


Figure I.8: *Capteur à concentration cylindro-parabolique* [III]

Lorsque les rayons solaires frappent le capteur, ils se réfléchissent et se concentrent sur la tuyauterie située sur l'axe focal qui atteint des températures dont les valeurs se trouvent entre 300 et 400 °C. Le fluide à l'intérieur de la tuyauterie est alors pompé vers un dépôt de chaleur où il sera stocké. On utilisera plus tard cette chaleur pour actionner les turbines qui produiront l'énergie électrique. [III]



Figure I.9 : *Photographies d'installations utilisant des capteurs cylindro-paraboliques*

VI.4. Capteurs à lentille de Fresnel

Les collecteurs à miroirs de Fresnel offrent une solution alternative aux capteurs cylindro-paraboliques. Ce système utilise des miroirs plans disposés en lamelles parallèles qui s'inclinent de manière à suivre le soleil et à concentrer les rayons sur l'absorbeur tubulaire placé au-dessus (Voir Figure I.10). Le fluide caloporteur (eau, huile, vapeur) circulant dans l'absorbeur peut être chauffé jusqu'à 400-450°C. [2]

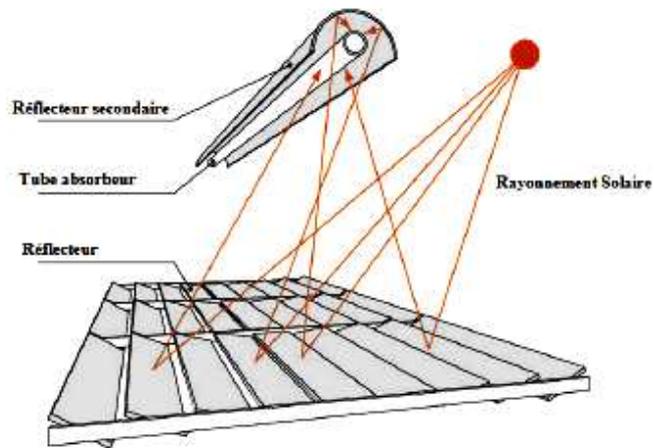


Figure I.10 : *Capteur à concentration à lentille de Fresnel [2]*

Le principe de ce capteur est le même principe que celui des capteurs cylindro-paraboliques, les miroirs plans remplacent les miroirs cylindriques (Voir Figure I.11).



Figure I.11 : *Photographies de deux installations utilisant des capteurs à lentille de Fresnel [2]*

VI.5. Capteurs solaires Parabole de révolution

Pour atteindre des températures élevées on utilise des capteurs parabolique qui est constitué (Voir Figure I.12), d'un miroir réfléchissant les rayons du soleil et d'un moteur Stirling au foyer de la parabole, transformant la chaleur en mouvement qui fait tourner un alternateur qui produit de l'électricité.

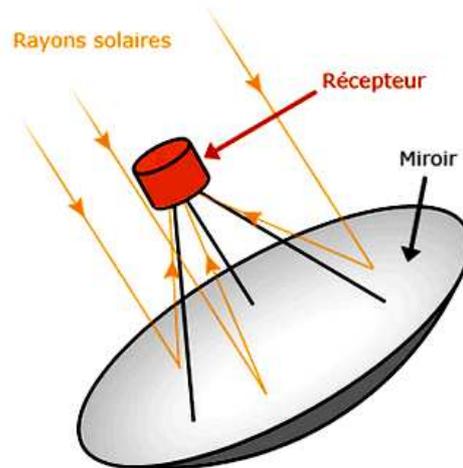


Figure I.12 : *Parabole de révolution [IV]*

VII. CONCLUSION

Dans ce premier chapitre nous avons expliqué les notions des bases de l'énergie solaire, utilisée pour le rafraîchissement, chauffage, et la production d'électricité. Pour exploiter ou stocker cette énergie solaire, il faut la convertir en une autre forme d'énergie, à l'aide de capteurs solaires. Le choix entre les types de capteurs solaires est déterminé par le type d'application recherchée, la fiabilité, le prix et les températures souhaitées.

CHAPITRE II

MACHINES FRIGORIFIQUES

I. INTRODUCTION

On a de nombreuses technologies où l'énergie thermo-solaire est utilisée dans un processus de rafraîchissement à la place de l'électricité, basé sur phénomènes de d'adsorption : une substance gazeuse déposée sur un liquide (absorption) ou sur un solide (adsorption).

Le principe de base de la production de froid de confort consiste à prélever de la chaleur sur un milieu à refroidir (air ou eau), appelé source chaude et à la transférer vers un milieu extérieur (eau ou air extérieur) qui est réchauffé (source froide).

Ce transfert d'énergie est réalisé par l'intermédiaire d'un fluide frigorigène soumis en continu à un cycle thermodynamique de succession de changements d'états vapeur/liquide.

Nous présentons dans ce chapitre, les différents moyens de production du froid comme les machines frigorifiques à compression et énergie thermique par passage sur les machines absorption et adsorption. Ensuite nous présentons, le mode de fonctionnement de chaque machine avec leurs avantages et inconvénients, et enfin le diagramme d'enthalpie qui nous permet de tracer un cycle frigorifique.

II.MACHINES FRIGORIFIQUES

Une machine frigorifique (Voir Figure II.1), est une machine thermodynamique, disposant de deux sources de chaleur une source chaude et l'autre froide, qui crée un transfert de chaleur entre les deux sources.

Ces machines assurant la fraîcheur d'un local (source chaude) à partir d'une source de chaleur externe (source froide).

Le système reçoit un travail W de l'extérieur pour déplacer la chaleur de la source froide vers la source chaude [12].

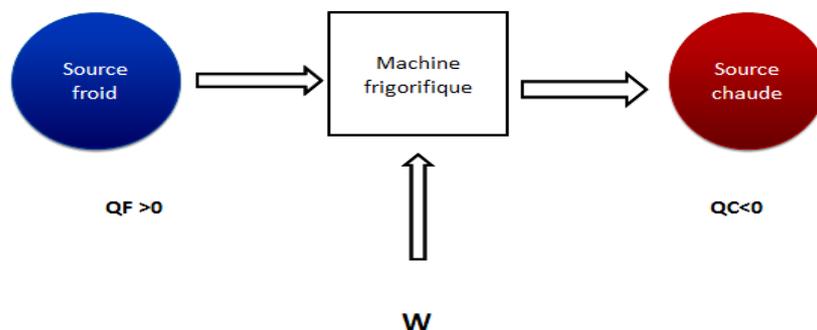


Figure II.1: *Diagramme énergétique d'une machine frigorifique*

II.1. Machine à compression

Elle se compose de quatre éléments principaux le compresseur(1), le condenseur(2), le détendeur(3), et l'évaporateur(4).

La haute pression est comprise entre la sortie du compresseur et l'entrée du détendeur. La basse pression est comprise entre la sortie du détendeur et l'entrée du compresseur (Voir Figure II .2).

Premièrement le compresseur aspire la vapeur en basse pression et basse température, puis comprime et refoule le fluide frigorigène vers le condenseur à haute pression et haute température.

La vapeur traversant le condenseur est transformée en liquide en contact avec l'air ou l'eau circulant autour du conducteur : c'est le premier changement d'état (la condensation). Le liquide arrive au détendeur qui permet sa vaporisation par abaissement de la pression. Ensuite le (liquide-vapeur) arrivé à l'évaporateur permet le passage de l'état liquide à l'état gazeux ; c'est le second changement d'état (l'évaporation).

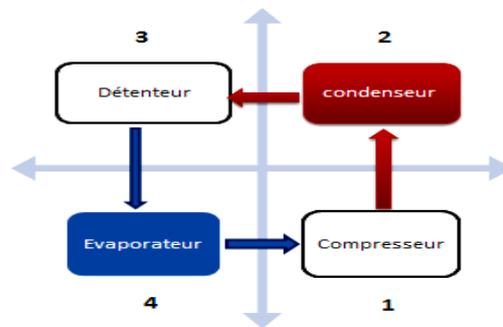


Figure II.2: Machine frigorifique à compression

Le cycle de changement d'état du fluide frigorigène représenté sur le diagramme de température (T) en fonction de l'entropie (S) (Voir Figure II.3).

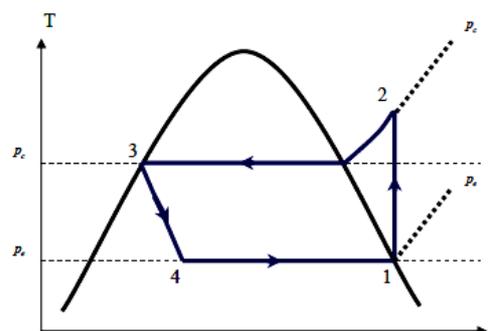


Figure II.3: Cycle d'une machine à compression de vapeur [9]

Avantages

- très bon coefficient de performance
- simplicité du cycle et de la machine
- bonne sécurité d'emploi, (les frigorigènes actuels sont mis en accusation)
- variation de puissance frigorifique facile à mettre en œuvre [17]

Inconvénients

- l'énergie consommée par ces systèmes est coûteuse
- utilisation d'une machine tournante entraînant des bruits et maintenance fréquente
- -problèmes posés par certains frigorigènes, polluants, dont la production est bannie par le protocole de Montréal [17]

II.2. Machines à énergie thermique

Ces machines thermiques permettent de produire du froid (réfrigérateur), du chaud (pompe à chaleur) ou du travail (moteur thermique) : elles convertissent l'énergie thermique en énergie mécanique. Généralement les moteurs thermiques englobent toute machine thermique transformant de la chaleur en travail, quels que soient, leur mode de fonctionnement et la nature du fluide utilisé pour cette transformation [14].

Les machines thermiques qui contiennent un générateur consomment du travail pour prélever de la chaleur d'une source froide et la transférer vers une source chaude.

Parmi ces machines, on distingue deux types :

1. Machines frigorifiques pour la production du froid.
2. Pompes à chaleur.

II.2.1. Machine à absorption

Les systèmes à absorption utilisent le (LiBr) comme absorbant et l'eau comme frigorigène, permettent de refroidir l'eau environ à 5°C, la source de chaleur doit être minimale de 60 - 80°C.

II.2.1.1. Principe de fonctionnement

Cette machine est constituée d'un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur et une pompe de solution.

L'absorbant (LiBr) situé dans l'absorbeur absorbe la vapeur de réfrigérant sortit de l'évaporateur à basse pression : cette réaction est appelée « *réaction exothermique* » ; la solution sortie pompée vers le Générateur avec une pompe de solution réchauffée, Le réfrigérant sous forme vapeur et sous haute pression est envoyé vers le condenseur, et l'absorbant concentré est renvoyé vers l'absorbeur : cette réactions appelé « *réactions endothermique* ».

Dans le condenseur la vapeur de réfrigérant est refroidie par une circulation d'eau froide. L'eau condensée et sortie sous forme d'un liquide, traverse le détendeur avant de retourner dans l'évaporateur où se fait l'évaporation du réfrigérant, (Voir Figure II.4) [9 et 10].

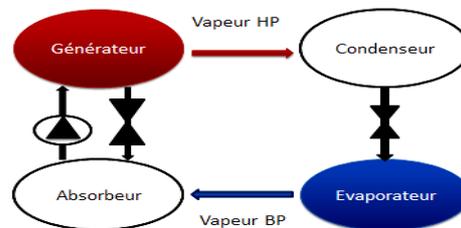


Figure II.4: Groupe à absorption

Ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène.

Deux couples sont principalement utilisés :

- Eau/Bromure de lithium ($H_2O/BrLi$).
- Ammoniac/Eau (NH_3/H_2O).

II.2.1.2. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de ($H_2O/ BrLi$)

L'eau (fluide frigorigène) est l'absorbant, le bromure de Lithium ($BrLi$) pur est un sel solide qui mélangé avec suffisamment d'eau, donne une solution liquide homogène.

Dans ce système $BrLi$ n'étant pas volatile, le bouilleur il ne contiendra que la vapeur d'eau. Ce système est limité l'évaporation à des valeurs relativement élevées ($T > 0^\circ C$) puisque l'eau se solidifie à ($T < 0^\circ C$).

La machine frigorifique à absorption ($H_2O/BrLi$) est utilisée principalement dans la climatisation [6].

➤ Avantages du cycle ($H_2O / BrLi$)

- Cette combinaison est très utilisée pour l'application solaire.
- Elle entraîne des coefficients de performance élevés aux températures de Fonctionnement du système solaire.
- Elles nécessitent des pressions de fonctionnement plus basse, et de puissance de pompage plus faible.

➤ **Inconvénients de cycle (H₂O/BrLi)**

- Machines (H₂O/BrLi) ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour la climatisation.
- Lorsque la température augmente, la solubilité du sel (BrLi) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation.
- Température de désorption est assez élevée : pour cela on a besoin des capteurs solaires de type sous vide qui coutent très cher [6].

II.2.1.3. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (NH₃/ H₂O)

NH₃ (Ammoniac) (le fluide frigorigène) l'absorbant et H₂O le frigorigène. Le frigorigène issu de l'évaporateur est absorbé par une solution faiblement chargée en frigorigène provenant du générateur, puis la solution enrichie est envoyée vers un générateur.

Le mélange est chauffé par une source de chaleur, le réfrigérant évaporé à haute pression est retourné au condenseur, la solution résultante pauvre en frigorigène, revient vers l'absorbeur. [6]

➤ **Avantages de cycle (NH₃/H₂O)**

- Machines (NH₃/H₂O) pouvant atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour la réfrigération et la climatisation.
- Puissance frigorifique produite au niveau d'évaporateur très importante.
- L'utilisation de ce type de machine est multiple dans la climatisation des locaux, la réfrigération industrielle.

➤ **Inconvénients de cycle (NH₃/H₂O)**

- Le prix de cette installation élevée.
- Avec L'ammoniac, (le fluide frigorigène), les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans les machines (jusqu'à - 40°C environ). Actuellement plusieurs installations fonctionnent à - 20°C [6]

II.2.1.3. Différentes machines à absorption

II.2.1.3.1. Machines à simple effet

Le système à absorption à simple effet (Voir Figure II.5) est le plus utilisé à cause de sa simplicité, dans cette machine la température de la source de chaleur doit être de l'ordre de 100 à 120°C et une pression maximale de 9 bars, illustrant aussi le principe d'une machine fonctionnant avec le couple H₂O/LiBr.

Dans le cas où on utilise un absorbant volatil comme H_2O dans le couple NH_3/H_2O , l'installation aura besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le réfrigérant avant de l'introduire dans le condenseur.

Un échangeur thermique est utilisé entre le générateur et l'absorbeur en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre d'où le nom « *Échangeur de solution* ». Son intérêt est d'augmenter le COP (Coefficient de Performance) [19, 10].

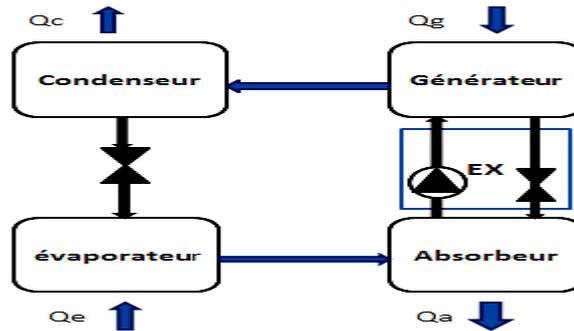


Figure II.5 : Cycle à simple effet

II.2.1.3.2. Machine à double effet

Dans ce type de machines, la température de la source de chaleur est comprise entre 150 et 185°C et la pression de la vapeur doit être située entre 10 et 11 bars.

La figure (II.6), montre un tel système fonctionnant avec $H_2O/LiBr$, la vapeur de réfrigérant absorbé par l'absorbeur est pompé vers le générateur à premier ; effet la haute pression chauffé par une source extérieure, produite est utilisée comme source d'énergie pour le générateur à second effet ; cette vapeur est condensée à haute pression dans le générateur à second effet ; dans ce système on a deux états d'échangeurs de solution, le COP du système devrait être deux fois celui du système à simple effet.

Ce système fonctionne sur trois niveaux de pression : pression générateur (1), pression générateur (2) pression d'évaporateur [21, 10].

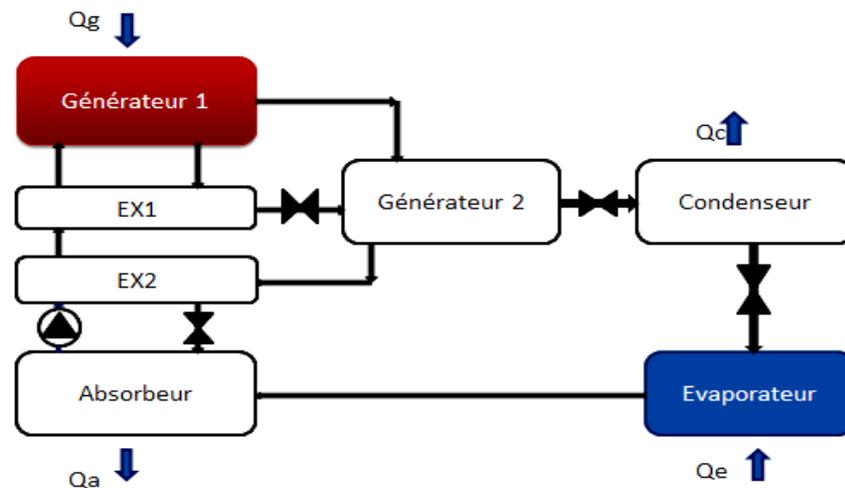


Figure II.6 : Cycle à double effet

II.2.1.4. Fluides utilisés

La performance d'une machine à absorption dépend des propriétés chimiques et thermodynamiques des fluides utilisés. L'exigence fondamentale que doivent avoir les mélanges (absorbant/réfrigérant) est une bonne miscibilité dans la plage des températures de fonctionnement du cycle.

Les mélanges doivent également être stables chimiquement, non toxiques, et non explosifs. Le réfrigérant doit avoir une chaleur latente de vaporisation élevée ainsi qu'une haute concentration dans l'absorbant pour maintenir un taux de circulation entre le générateur et l'absorbeur le plus bas possible.

Propriétés thermo physiques favorables : conductivité thermique élevée, faible densité et basse viscosité pour augmenter le transfert et réduire la pression de fonctionnement.

Le réfrigérant et l'absorbant doivent être non - corrosifs, inoffensifs pour l'environnement et à prix abordable.

Une bonne miscibilité à l'équilibre dans les conditions de fonctionnement de l'absorbeur ainsi qu'une pression de vapeur assez basse.

Température de congélation de l'absorbante inférieure à la température la plus basse du cycle. Sans effet sur la santé des personnes [11].

II.2.1.5. Caractéristiques

	Absorption simple effet	Absorption double effet
Source chaude	Eau chaude 70/80°C	Eau surchauffée 150°C
COP	0,6 – 0,7	1,1 – 1,2
Gamme de puissance (MW)	0,1 – 5,8	0,1 – 5,3
Surface (m²/KW)	0,1 – 0,03	0,1 – 0,03
Poids (Kg/KW)	8,5 – 22	8,5 - 22

Tableau II.1 : *Caractéristiques des installations à absorption.* [11]

II.2.1.6. Rafraîchissement solaire absorption

Ces machines de type à absorption représentent aujourd'hui la majorité des installations de climatisation solaires. L'énergie du soleil collectée grâce à des capteurs solaires thermiques (sous vide ou plan) est ensuite stockée dans un ballon (Le ballon de stockage tampon évite l'arrêt de la machine pendant le passage des nuages) ; elles permettent de produire de l'eau à une température comprise entre 75 et 95°C, qui injectée dans le générateur de la machine qui grâce au réfrigérant se libère sous forme de vapeur. Les niveaux du froid produit varient entre 5 et 12°C [21]

II.2.1.7. Avantages et inconvénients des machines à absorption

➤ Avantages

- Pas de moteur, donc aucun bruit et pas de vibration.
- Consommation électrique un peu inférieure par rapport à un frigo à compression à volume équivalent.
- Refroidisseurs à absorption peuvent être alimentés séparément par de multiples sources de chaleur : eau chaude, vapeur, gaz méthane/combustible direct.
- Grande fiabilité du système.
- Intérêt d'avoir de l'eau comme fluide frigorigène : pas de toxicité.

➤ Inconvénients

- Cout de fabrication un peu plus élevé.
- Fonctionnement correct jusqu'à + 32 °C ambiant.
- Nécessite une bonne ventilation arrière du fait de la production de chaleur en cas d'encastrement.
- Besoin d'être installé parfaitement à l'horizontale [13].

La vapeur qui se trouve dans l'adsorbeur circule vers le condenseur se condense, et le condensat est stocké dans le réservoir.

Le chauffage continu jusqu'à ce que l'adsorbeur soit en équilibre avec la température de la source chaude ; à ce moment le refroidissement de l'adsorbeur commence et sa pression diminue. Le condensat stocké se détend et entre dans l'évaporateur où se fait l'évaporation. La figure II.8, montre le principe de fonctionnement d'une machine à adsorption [9].

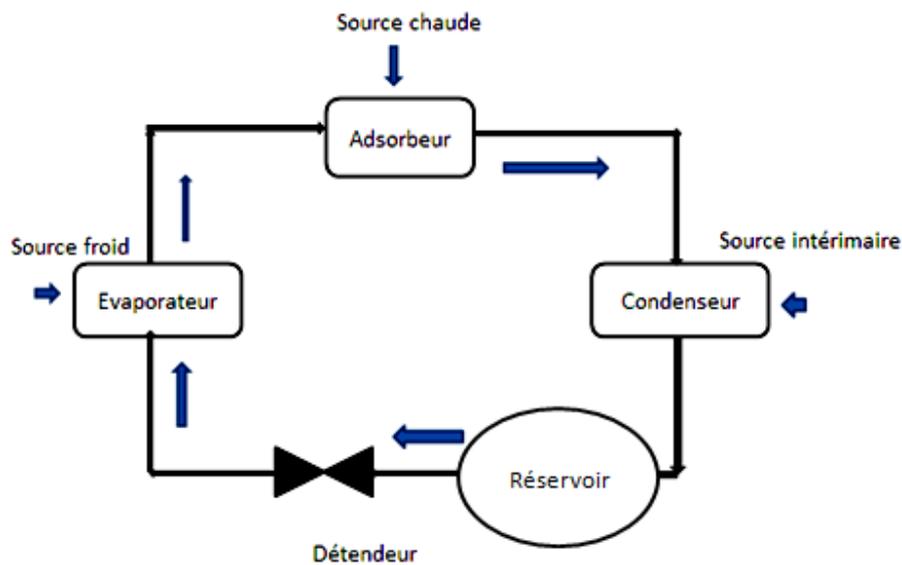


Figure II.8: *Machine frigorifique à adsorption* [9]

II.2.2.2. Caractéristiques

Les caractéristiques de ces équipements (Voir tableau II.2 ci-dessous) sont les suivantes :

	Adsorption
Source chaude	Eau chaude 55/70°C
COP	0,55 – 0,65
Gamme de puissance (KW)	50 – 430
Surface (m²/KW)	Taille élevée
Poids (Kg/KW)	Poids élevé

Tableau II.2 : *Caractéristiques des équipements à adsorption* [11].

II.2.2.3 Avantages et inconvénients des machines à adsorption

Avantages

- Robustesse.
- Absence de compression mécanique, donc pas de vibrations et de bruits.
- Des coûts de fonctionnement et d'entretien très réduits.
- Durée de vie de ces machines peut être longue, si l'on s'est prémuni contre la décomposition du frigorigène et contre les phénomènes de corrosion.
- Aucun danger de cristallisation, et donc, pas de contrainte sur la température intermédiaire de refroidissement.
- Il n'y a pas de pompe à solution ; les consommations électriques sont donc particulièrement réduites.

Inconvénients

- Taille et poids élevés (mais il existe cependant un potentiel important d'amélioration au niveau des échangeurs dans les compartiments d'adsorption, et donc de réduction de poids et de volume pour les futures générations de machines à adsorption).
- Coefficient de performance thermique de ces machines est limité ($<0,5$) Donc ce coefficient est plus faible que ceux des systèmes à compression et à absorption [7].

II.2.2.4. Diagramme d'Oldham

• Phase de chauffage

(1-2) : Au début du cycle, le mélange frigorigène est à sa température T_a (température adsorbeur) et pression P_e (pression évaporateur) ; sous l'effet du chauffage, la température et la pression de mélange augmentent, la pression devient égale à la pression du condenseur P_c et la température T_c .

• Phase de condensation

(2-3) : l'adsorbeur est mis en contact avec le condenseur, et la désorption de frigorigène commence ; condensé dans le condenseur et le chauffage continu, la température de mélange augmente jusqu'à T_g au point 3.

• Phase de refroidissement

(3-4) : Refroidissement du mélange adsorbant/adsorbat commence au point 3, où la température et la pression diminuent jusqu'à la pression de l'évaporateur et la température T_c 2.

• Phase d'évaporation

(4-1) : Au point 4 commence l'évaporation du réfrigérant en produisant le froid dans l'évaporateur. La vapeur produite est adsorbée par l'adsorbeur. (Voir Figure II.9) [16].

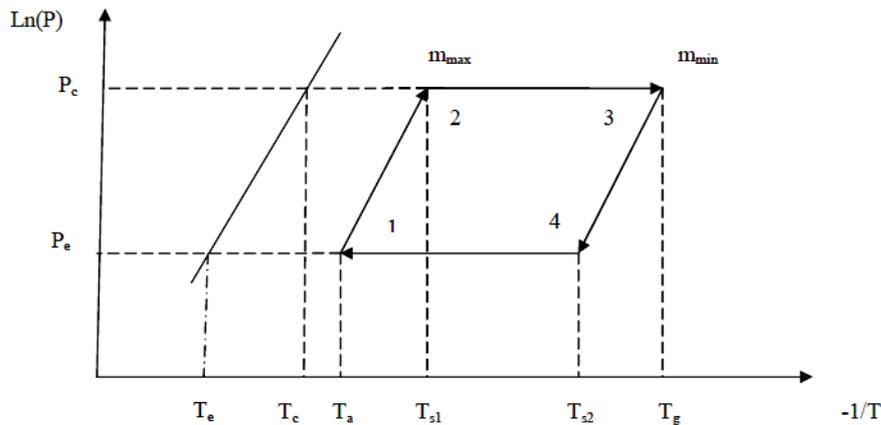


Figure II.9: Cycle de Clapeyron de base d'une machine frigorifique à adsorption [16]

II.2.3. Dessiccation solide

Ces systèmes de refroidissement sont des systèmes ouverts, utilisant toujours l'eau comme réfrigérant en contact direct avec l'air. La figure (II.10) présente le principe de refroidissement par dessiccation.

L'air entrant, chaud et humide, travers une roue à dessiccation en rotation, où il se déshumidifie, ce premier refroidissement étant obtenu au travers d'un échangeur thermique.

L'air est ensuite humidifié, et donc refroidi dans un humidificateur ; ensuite l'air réchauffé est repris dans la pièce et humidifié pratiquement pour bénéficier au maximum du potentiel de refroidissement dans l'échangeur thermique ; enfin la roue à dessiccation doit être régénérée.[18]

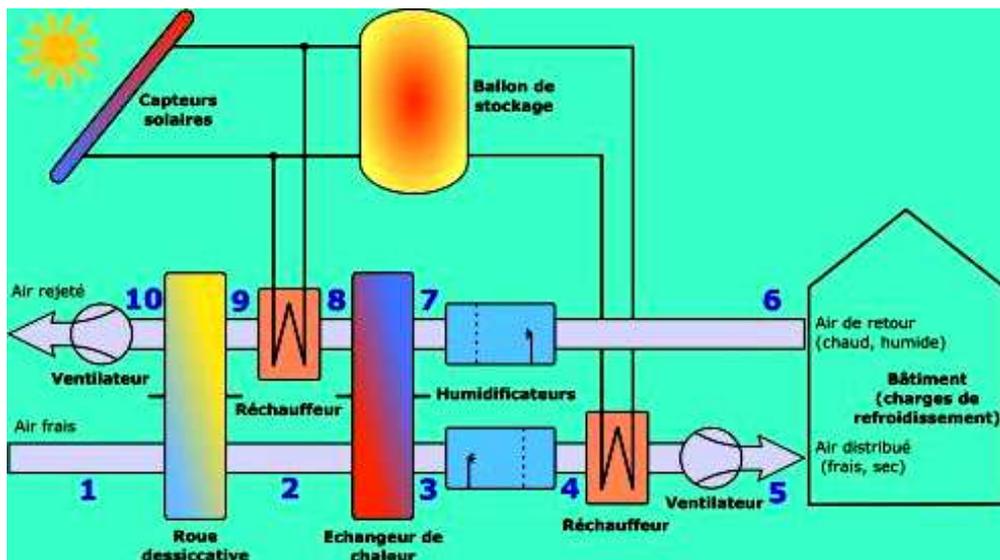


Figure II.10 : Installation et évolution de l'air dans le diagramme Humide [11]

III. DIAGRAMMES FRIGORIFIQUES

III.1. Diagramme enthalpique

Le diagramme enthalpique, (Voir Figure II.13) utilisé pour tracer le cycle frigorifique de la machine, est utilisé pour faire les calculs et dimensionner les éléments de la machine frigorifique, et permet de suivre l'évolution de la pression, de la température, de l'enthalpie, de l'entropie, du volume massique, du mélange liquide - vapeur d'un fluide frigorigène dans un système frigorifique.

Il existe un diagramme enthalpie pour chaque fluide frigorigène ; sur le diagramme enthalpique, on peut suivre les différents changements d'état du fluide [V].

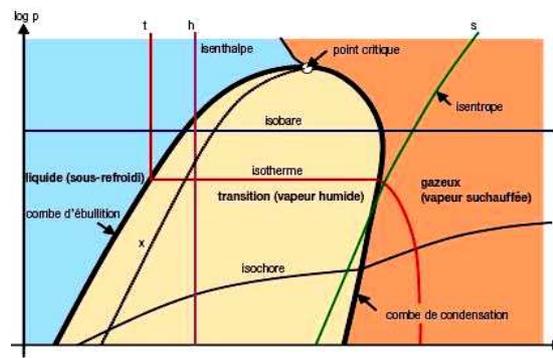


Figure II.13 : *Diagramme enthalpique* [V]

Ce diagramme est divisé en trois parties :

- Zone de liquide sous-refroidi.
- Zone de mélange liquide + vapeur.
- Zone de vapeur surchauffée.

Le diagramme donne d'autres renseignements sur le fluide.

- **Isobare** : La pression au sein du fluide est constante et uniforme.
- **Isotherme** : ligne au niveau de laquelle la température est constante.
- **Isotitre** : Correspond au rapport de la masse de vapeur sur la masse totale du fluide.
- **Isochore** : Ligne où le volume ne change pas même au cours d'une transformation.

IV. Conclusion

Dans ce chapitre on a fait une étude bibliographique qui portant sur les différentes machines frigorifiques pour la production du froid par voie solaire, en général, et sur les systèmes à absorption un peu particuliers, on conclut que les machines à absorption sont meilleures que les machines à adsorption parce que leur taille et leur poids sont moins élevés leur coefficient de performance de l'ordre de (0,6 - 0,8) étant meilleur par rapport au coefficient de performance des machines à adsorption de l'ordre de (0,55 - 0,65).

CHAPITRE III

SIMULATION ET MODELISATION

I. INTRODUCTION

La filière de production de froid solaire par machine à absorption est constituée de l'ensemble suivant :

- Système de collecte de l'énergie solaire.
- Machine frigorigène à absorption.

La machine frigorigène consomme une énergie thermique qui est fournie par le système capteur solaire.

Dans les deux chapitres précédents de ce travail on a étudié les capteurs solaires plans et les machines frigorifiques. Ensuite on a effectué une modélisation et une simulation sur le rendement d'un capteur solaire et le coefficient de performance d'une machine solaire à absorption.

II. MODELISATION D'UN CAPTEUR SOLAIRE

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air, ...).

II.1. Bilan thermique d'un capteur

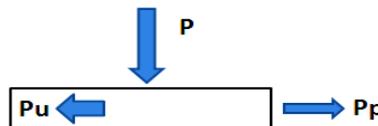


Figure III.1 : *Bilan thermique du capteur*

Le bilan thermique global s'écrit :

$$P = P_u + P_p \quad (\text{III.1})$$

Avec :

P : Puissance thermique absorbée par l'absorbeur (Watt).

P_p : Puissance thermique perdue vers l'extérieur (Watt).

P_u : Puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur (Watt).

II.1.1. Puissance absorbée par le capteur

Elle représente l'énergie reçue par l'absorbeur.

$$P = E_g \cdot \tau_{cs} \cdot \alpha_{ps} \cdot A_c \quad (\text{III.2})$$

A_c : Surface du capteur (m^2)

α_{ps} : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire.

τ_{cs} : Coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire.

E_g : Eclairement (densité de flux) solaire incident sur le capteur (W/m^2).

II.1.2. Déperditions thermiques du capteur

D'une façon générale on peut exprimer les trois modes de transfert de chaleur conduction, convection et rayonnement par un coefficient global U , ce qui nous permet une représentation plus simple de la relation du flux perdu :

$$P_p = A_c U (T_p - T_a) \quad (III.3)$$

U : Coefficient global de pertes du capteur ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

T_p : Température moyenne de la paroi absorbante (K).

T_a : Température de l'air extérieur (K).

La température moyenne T_p peut en première approximation être calculée par :

$$T_p = \frac{3T_s + T_e}{4} + \Delta T \quad (III.4)$$

ΔT : Différence de température entre le fluide et la paroi absorbante (K)

II.1.3. Puissance thermique utile récupérée par le fluide du caloporteur

La quantité d'énergie utile à l'échauffement du fluide caloporteur, extraite de la chaleur récupérée par un capteur solaire peut être exprimée par:

$$P_u = \dot{m} \cdot C_p (T_s - T_e) \quad (III.5)$$

\dot{m} : Débit massique (kg/s).

T_s : Température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur. (K)

T_e : Température du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur (K).

En introduisant le coefficient de pertes totales vers la face avant du collecteur (pertes entre l'absorbeur et l'air ambiant), le gain d'énergie utile fourni par le collecteur peut être exprimé par :

$$P_u = A_c \cdot F_R \cdot [E_g \cdot (\tau_v \alpha_{abs}) - U(T_e - T_a)] \quad (III.6)$$

F_R : Facteur caractérisant les pertes thermique du capteur.

U : Coefficient global de perte de chaleur du capteur ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

T_a : Température ambiante (K).

α_{abs} : Coefficient d'absorptivité de l'absorbeur.

II.2. Rendement du capteur solaire

Le rendement du capteur solaire, est défini comme étant le rapport entre la quantité d'énergie utile récupérée et le rayonnement global incident [22]

La modélisation de notre capteur solaire est basée sur la méthode du rendement. L'équation du rendement [III.7] est donnée par le constructeur et dépend des températures d'entrée et de sortie du capteur, et des conditions climatiques.

II.2.1. Rendement global

$$\eta = \frac{P_u}{Ac.Eg} \quad (III.7)$$

Le rendement instantané du capteur est égal à la puissance instantanée collectée divisée par la puissance solaire reçue à la surface du capteur :

$$\eta = \frac{\dot{m}C_p.(T_s - T_e)}{Ac.Eg} \quad (III.8)$$

A partir des équations (III.7) et (III.6), on obtient :

$$\eta = F_R \cdot (\tau_v \alpha_{abs}) - F_R U \frac{(T_e - T_a)}{Eg} \quad (III.9)$$

Les termes $F_R (\tau_v \alpha_{abs})$, $F_R U$ sont deux quantités. Représentant respectivement le taux d'énergie absorbée et le taux d'énergie perdue.

Pour calculer le rendement d'un capteur solaire, nous utiliserons la formule suivante:

$$\eta = B - U \frac{T_m - T_e}{Eg} \quad (III.10)$$

B : Facteur optique du capteur

U : Coefficient de déperditions du capteur [W/m².K]

T_m : Température moyenne du capteur [°C]

T_e : Température extérieure [°C]

Eg : Irradiation solaire [W/m²]

- **Facteur optique B**

Ce facteur (sans dimension) est le produit du coefficient d'absorption de l'absorbeur par le coefficient de transmission du vitrage. Il varie entre 0,5 et 0,8 suivant la nature du capteur (par rapport à la surface hors capteur). Il correspond aussi au rendement maximum du capteur. [VI]

- **Coefficient U [W/m².K]**

Ce coefficient est représentatif des pertes thermiques du capteur. Il dépend essentiellement du niveau d'isolation du capteur et de la nature de l'absorbeur. Il varie fortement en fonction du type de capteur :

Capteur non vitré : 20 à 25 [W/m².K]

Capteur vitré : 5 à 8 [W/m².K]

Capteur sous vide : 1 à 2 [W/m².K][VI]

II.2.2. Rendement interne (thermique)

$$\eta_{li} = \frac{P_u}{P} \quad (III.11)$$

II.2.3. Rendement optique (radiatif)

$$\eta_o = \frac{P}{E_g \cdot A_c} \quad (III.12)$$

II.3. Perte globale d'énergie

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre l'absorbeur et le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur. Elles se divisent en trois catégories: les pertes vers l'avant, les pertes vers l'arrière et les pertes latérales.

II.3.1. Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur

Le coefficient des pertes thermiques global vers l'avant du capteur sera donné par la relation suivante:

$$U_{av} = \frac{1}{\frac{1}{h_{rvc} + h_{cvam}} + \frac{1}{h_{cabv} + h_{rabv}}} \quad (III.13)$$

Avec :

h_{rvc} : Coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et le ciel (W/m²K)

h_{cvam} : Coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant.(W/m²K)

h_{cabv} : Coefficient d'échange thermique par convection entre la vitre et l'absorbeur (W/m²K)

h_{rabv} : Coefficient d'échange par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre (W/m²K)

II.3.2. Coefficient des pertes thermiques vers l'arrière du capteur

Ce coefficient est moins important que celui d'avant, vu que le capteur est très bien isolé à l'arrière

$$U_{arr} = \frac{K_{isol}}{e_{isol}} \quad (III.14)$$

K_{isol} : Coefficient de conductivité thermique de l'isolant (W/mK).

e_{isol} : Epaisseur de l'isolant (m).

II.3.3. Coefficient de pertes thermiques latérales

La valeur de ce coefficient est inférieure à celle du coefficient de pertes arrière, vue que la surface latérale du capteur est peu importante.

$$U_{\text{lat}} = \frac{K_{\text{isol}}}{e_{\text{isol}}} \frac{A_{\text{lat}}}{Ac} \quad (\text{III.15})$$

A_{lat} : Surface latérale du capteur (m^2)

Le coefficient de pertes thermiques global vers l'extérieur est la somme des trois coefficients.

$$U = U_{\text{av}} + U_{\text{arr}} + U_{\text{lat}} \quad (\text{III.16})$$

III. MODELISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE

III.1. Bilan thermique du système

On effectue le bilan enthalpique sur chaque composant échangeant de la Chaleur ou du travail avec le milieu extérieur (Voir figure III.2).

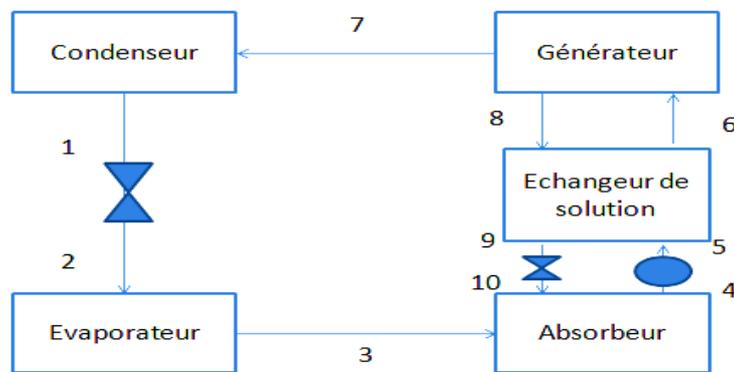


Figure III.2 : Cycle de réfrigération

1. Générateur

Le bilan énergétique au niveau du générateur est :

$$Q_g = \dot{m}_f h_7 + \dot{m}_p h_8 + \dot{m}_r h_6 ; Q_g = \dot{m}_c L_v \quad (\text{III.17})$$

Avec :

h_7 : Enthalpie de la vapeur à la sortie générateur ver le condenseur. (kJ/kg)

h_8 : Enthalpie de la solution pauvre. (kJ/kg)

h_6 : Enthalpie de la solution riche . (kJ/kg)

\dot{m}_r : Débit massique de solution riche (kg/s).

\dot{m}_p : Débit massique de solution pauvre (kg/s).

\dot{m}_f : Débit de la vapeur de réfrigérant (kg/s).

\dot{m}_c : Débit de fluide caloporteur (kg/s).

L_v : Chaleur latente (kJ/kg)

2. Condenseur

Le bilan énergétique au niveau condenseur

$$Q_c = \dot{m}_f (h_1 - h_7) = \dot{m}_c C_p (T_1 - T_7) \quad (\text{III.18})$$

Avec :

C_p : Chaleur spécifique à la température moyenne du réfrigérant.

h_1 : Enthalpie de la vapeur à la sortie de condenseur. (kJ/kg)

T_7 : Température d'entrée du réfrigérant (K).

T_1 : Température de sortie du réfrigérant (K).

3. Evaporateur

Le bilan énergétique de l'évaporateur

$$Q_e = \dot{m}_f (h_3 - h_2) = \dot{m}_r C_p (T_3 - T_2) \quad (\text{III.19})$$

Avec :

h_3 : Enthalpie à la sortie de l'évaporateur. (kJ/kg)

h_2 : Enthalpie à l'entrée de l'évaporateur. (kJ/kg)

T_3 : Température du réfrigérant à la sortie (K).

T_2 : Température du réfrigérant à l'entrée (K).

4. Absorbeur

$$Q_A = \dot{m}_f h_3 + \dot{m}_p h_{10} + \dot{m}_r h_4 = \dot{m}_a C_p (T_3 - T_4) \quad (\text{III.20})$$

Avec :

h_4 : Enthalpie à la sortie de l'absorbeur. (kJ/kg)

h_3 : Enthalpie à l'entrée de l'absorbeur. (kJ/kg)

h_{10} : Enthalpie de solution pauvre à l'entrée de l'absorbeur. (kJ/kg)

5. Echangeur de chaleur

$$Q_{ech} = \dot{m}_r C_{pr} (T_6 - T_4) = \dot{m}_p C_{pp} (T_7 - T_{10}) \quad (\text{III.21})$$

Avec :

C_{pr} : Chaleur spécifique de solution riche à la température moyenne

C_{pp} : Chaleur spécifique de solution pauvre à la température moyenne

T_4 et T_6 : Températures respectives entrée et sortie de l'échangeur (K).

T_8 et T_{10} : Températures respectives entrée et sortie de l'échangeur (K).

Les expansions sont isenthalpiques :

$$h_1 = h_2 \text{ et } h_5 = h_4 = h_6 \text{ et } h_9 = h_1$$

6. Pompe de solution

$$W_{BM} = \dot{m}_r (h_5 - h_4) \quad (III.22)$$

Avec :

h_5 : Enthalpie à la sortie de la pompe. (kJ/kg)

h_4 : Enthalpie à la l'entrée de la pompe. (kJ/kg)

III.2. Bilan massique

$$\dot{m}_f + \dot{m}_p - \dot{m}_r = 0 \text{ (bilan global de la solution)} \quad (III.23)$$

$$\dot{m}_p = \dot{m}_r - \dot{m}_f$$

III.3. Détermination du coefficient de performance

Le Coefficient de Performance (COP) d'une machine frigorifique est le rapport entre la quantité d'énergie transférée par la machine et celle consommée par la même machine afin de réaliser ce transfert.

III.3.1. Coefficient de performance pratique (COP)

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{\dot{m}_f (h_3 - h_2)}{\dot{m}_f h_7 + \dot{m}_p h_8 + \dot{m}_r h_6 + \dot{m}_r (h_5 - h_4)} \quad (III.24)$$

III.3.2. Coefficient de performance théorique

Défini comme étant le rapport de la quantité de chaleur fournie à l'évaporateur notée Q_e et la quantité de chaleur fournie au générateur notée Q_g .

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{T_e}{T_g} \cdot \frac{T_g - T_a}{T_c - T_e} \quad (III.24)$$

Avec :

T_a , T_e et T_g les températures supposées constantes au niveau de l'absorbeur, l'évaporateur et le générateur, respectivement.

Le coefficient de performance théorique est le coefficient maximum de performance possible pour un système à absorption.

III.3.3. Facteur de circulation f_c

Le taux de circulation f_c , est défini comme étant le rapport des débits massiques de la solution riche et de la vapeur pure

$$f_c = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_f} = \frac{X_7 - X_8}{X_6 - X_8} \quad (III.25)$$

X_7 : Titre de frigorigène qui sorti des générateurs

X_6 : Titre de solution riche

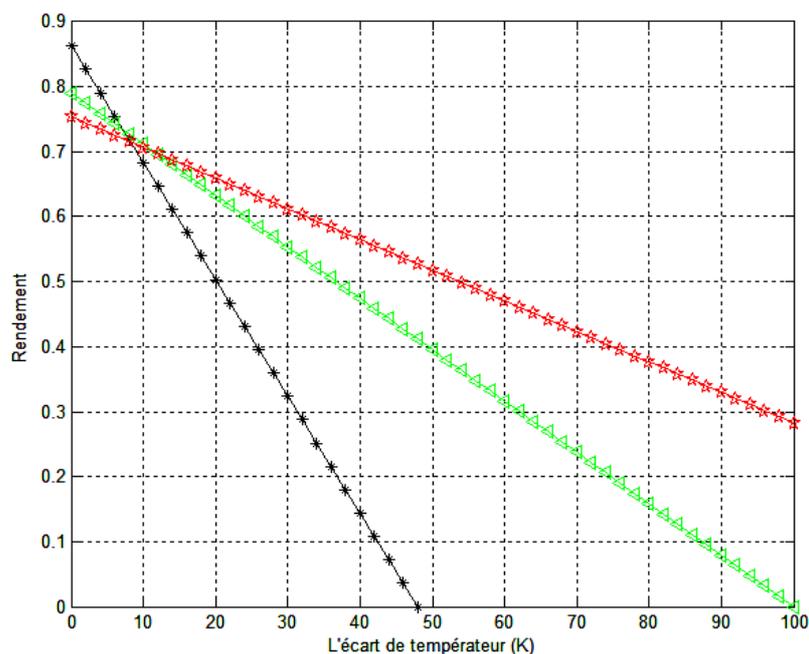
X_8 : Titre de solution pauvre

IV.DISCUSSION ET INTERPRETATION DES RESULTATS

Cette partie permet d'analyser et d'étudier les influences des différents paramètres sur l'efficacité de la machine frigorifique à absorption.

IV.1 comparer le rendement des capteurs solaires :capteur non-vitré ,capteur plan, et capteur a tube sous vide

- Capteur non-vitré utilisable pour basse température (< 30°C)
- Capteur plan utilisable pour les températures moyennes (50°C,100°C)
- Capteur à tube sous vide utilisable pour les haute températures (80°C,150°C)



Figure(III.3) Influence des variations du delta de températures sur le rendement des capteurs solaires

La figure (III.3) montre la variation de rendement des capteurs solaires en fonction du delta de températures (le delta de températures est une variable de l'équation du rendement d'un capteur solaire.)(Elle correspond à la différence de température entre la température du capteur solaire et la température du milieu extérieur).

D'une manière générale plus la valeur du delta T augmente plus les pertes thermiques du capteur sont majorées. Les pertes thermiques du capteur soustraites à l'énergie captée diminuent ainsi le rendement du capteur.

On remarque que le meilleur rendement est celui du capteur non-vitré mais le rendement du capteur diminue de façon linéaire avec delta T parce que le capteur perd de l'énergie à cause des pertes thermiques.

Le second rendement si le rendement de capteur plan vitré est égale 0.8 et diminue de façon linéaire avec ΔT , Le capteur perdra la moitié de son énergie captée par leur grande surface par des pertes thermique pour une température de 50°C parce que on a l'isolée seulement par le fond et les cotés.

Le troisième rendement correspond au capteur à tube sous vide est égal 0,75 et diminue de façon linéaire avec ΔT ; Le capteur perdra la moitié de son énergie captée par les absorbeurs à l'intérieur des tubes très petits et des pertes thermiques pour une température de 80°C, sans grandes pertes, car très isolées.

IV.2. Evolution de la puissance utile du capteur en fonction de la température

La figure (III.4), représente la variation de la puissance utile de capteur solaire en fonction de l'écart de la température, la puissance utile augmente avec l'augmentation de la température quel que soit le débit massique du fluide caloporteur.

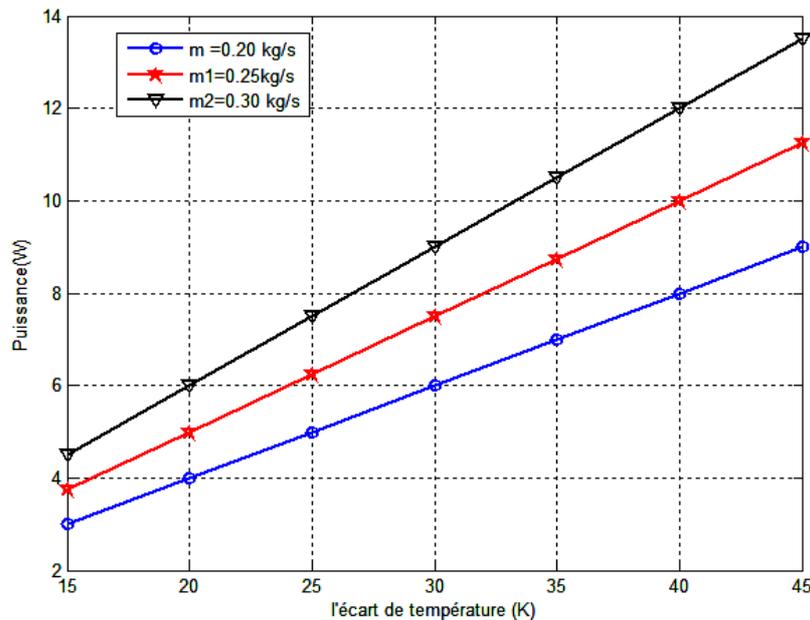


Figure (III.4) : Variation du rendement instantané en fonction l'écart de la température

IV.3. Evolution des rendements du capteur en fonction de la température ambiante

Il est aisé de remarquer sur la figure (III.5) une fonction croissante de la courbe de variation du rendement instantané du capteur en fonction de la température ambiante lorsque la température ambiante augmente donc on a une augmentation des températures des composants du capteur et par conséquent un rendement élevé.

Une augmentation de 5°C de la température ambiante signifie une augmentation de 10% du rendement du capteur solaire

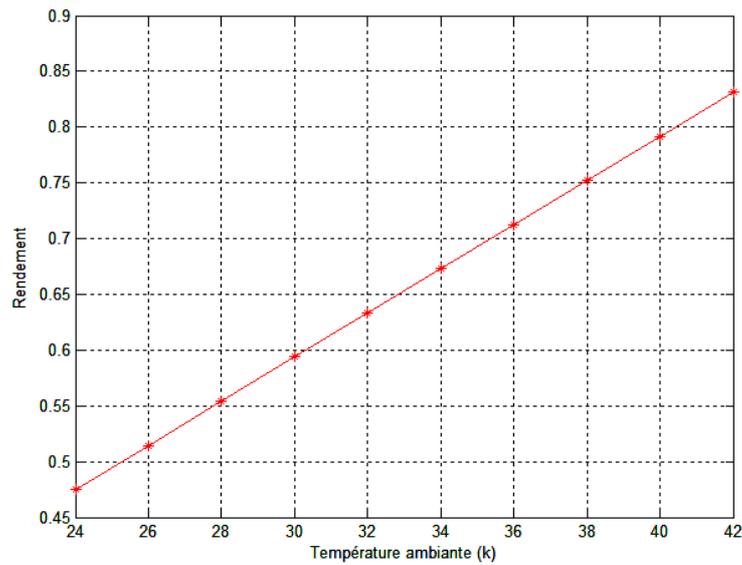


Figure (III.5) : *Variation du rendement instantané avec la température ambiante*

IV.4. Evolution des rendements du capteur en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur

L'effet de la température d'entrée du fluide caloporteur sur le rendement instantané du capteur solaire est mis en évidence sur la figure (III.6) qui permet d'observer que pour une température de sortie donnée, l'augmentation de la température d'entrée du fluide conduit à une diminution du rendement instantané.

L'énergie utile récupérée par le fluide caloporteur étant liée à l'écart de température entre la sortie et l'entrée du fluide ; lorsque la température d'entrée augmente, on a un abaissement de l'écart de température et par conséquent du rendement instantané.

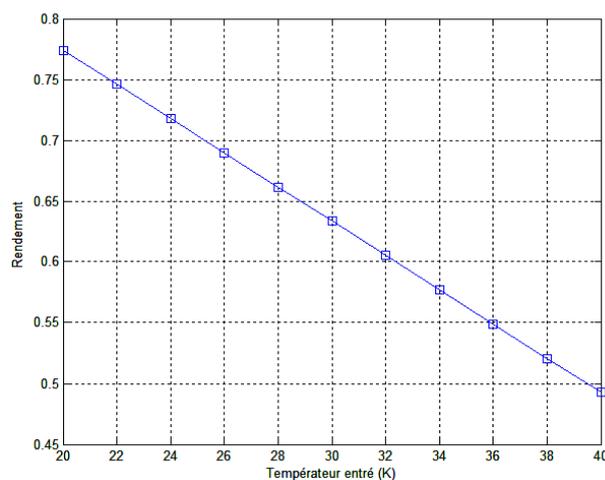
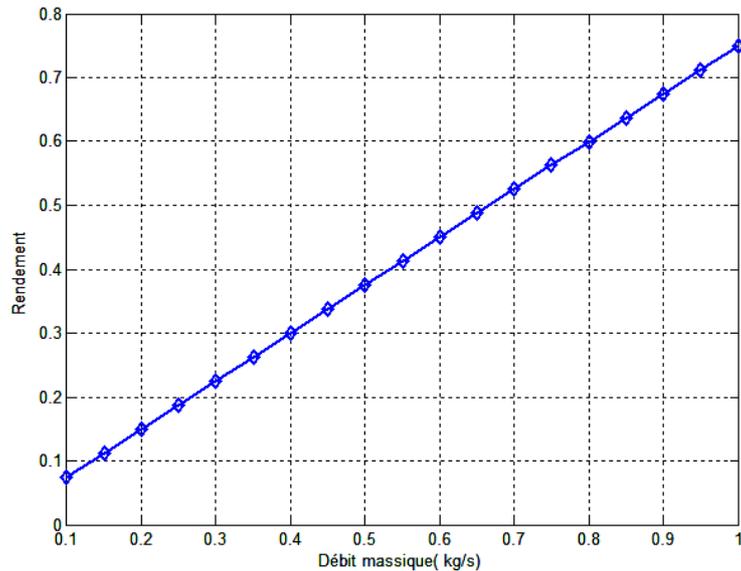


Figure (III.6) : *Variation du rendement instantané en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur*

IV.5. Effet du débit

La figure(III.7), montre clairement que le rendement instantané du capteur solaire est une fonction linéaire croissante du débit du fluide. En fait, l'augmentation du débit conduit l'écoulement du fluide, donc elle contribue dans le transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.



Figure(III.7) : *Variation du rendement instantané en fonction de débit massique*

IV.6. Effet de la chaleur spécifique

La figure (III.8), monte que l'augmentation de la chaleur spécifique du fluide caloporteur entraîne l'accroissement de l'augmentation du rendement instantané du capteur solaire.

La chaleur spécifique est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à l'unité de masse du fluide caloporteur pour accroître sa température, par conséquent, plus la température du fluide croît (du fait de l'augmentation de la puissance solaire), plus son agitation thermique s'élève d'où l'augmentation de la chaleur spécifique, ce fait explique la relation de proportionnalité qui existe entre la chaleur spécifique du fluide caloporteur et le rendement instantané du capteur.

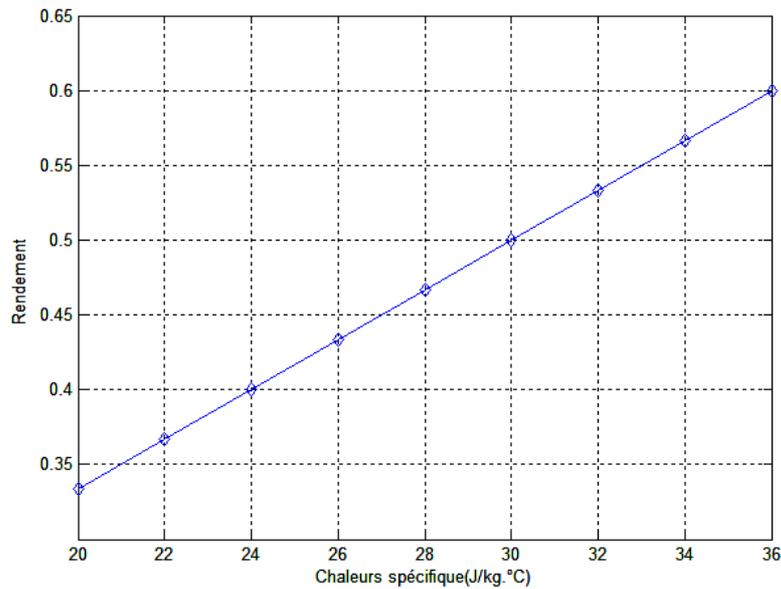


Figure III.8 : Variation du rendement instantané en fonction de la chaleur spécifique

VI.7. Influence de la température du générateur

Dans cet exemple, on prend une machine à absorption à simple effet . La température au niveau de l'absorbeur et du condenseur sont constantes ($T_a = 25^\circ\text{C}$; $T_c=30^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures du générateur et de l'évaporateur.

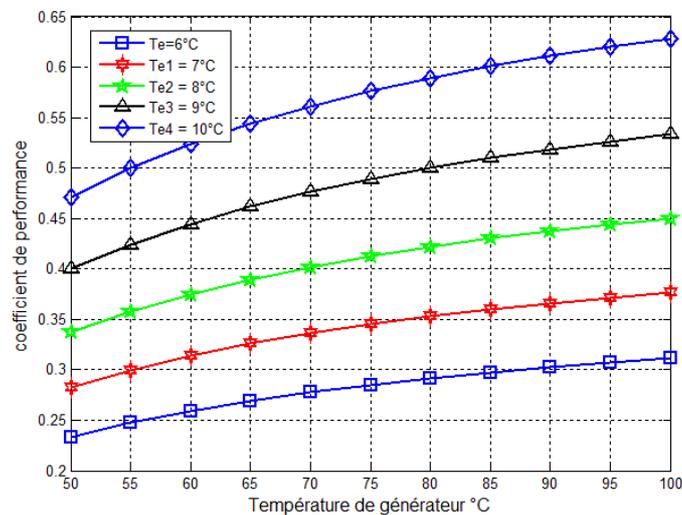


Figure (III.9) : Variation du COP en fonction de la température du générateur pour différents valeur de T_e

La température au niveau de l'évaporateur et du condenseur sont constantes ($T_e=5^\circ\text{C}$, et $T_c=30^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures du générateur et de l'absorbeur.

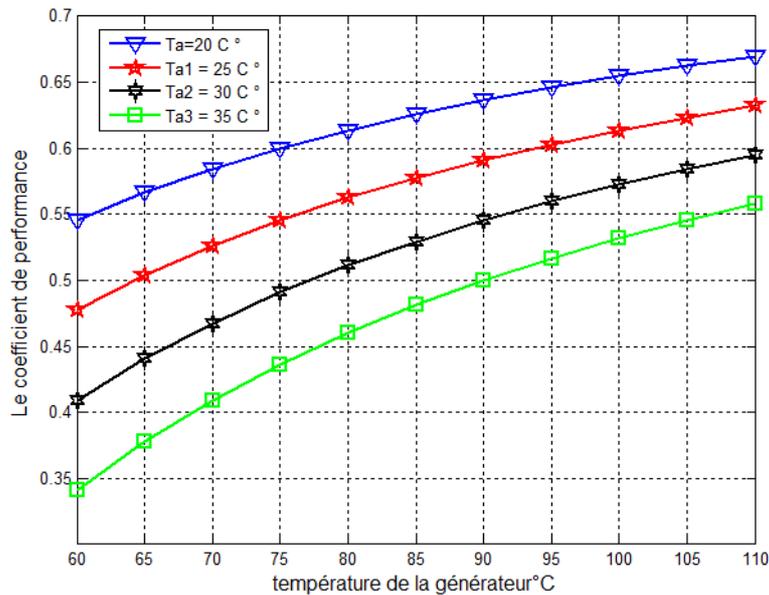


Figure (III.10): Variation du COP en fonction de la température du générateur pour différentes valeurs de T_a

Dans cet exemple, on prend une machine à absorption à simple effet. La température au niveau de l'absorbeur et du condenseur sont constantes ($T_a = 25^\circ\text{C}$; et $T_c = 30^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures du générateur et de l'évaporateur.

La figure (III.9), montre la variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur T_g , pour des températures d'évaporation différentes et une température de condenseur constante ($T_c = 30^\circ\text{C}$) et la figure (III.10) montre la variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur T_g , pour des températures d'absorption différentes et une température d'évaporateur constante.

Le coefficient de performance augmente avec l'augmentation de la température de générateur ; quelle que soit la température de l'absorbeur et l'évaporateur, on remarque que cette augmentation est plus importante avec l'augmentation de la température de générateur et en même temps l'augmentation de la température de l'évaporateur, les températures de l'absorbeur étant basses.

On est obligé d'augmenter la température du générateur pour avoir un rendement important de la machine frigorifique à absorption.

La température au niveau du condenseur et de l'évaporateur sont constantes ($T_a = 30^\circ\text{C}$ et $T_c = 5^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures de l'absorbeur et du générateur.

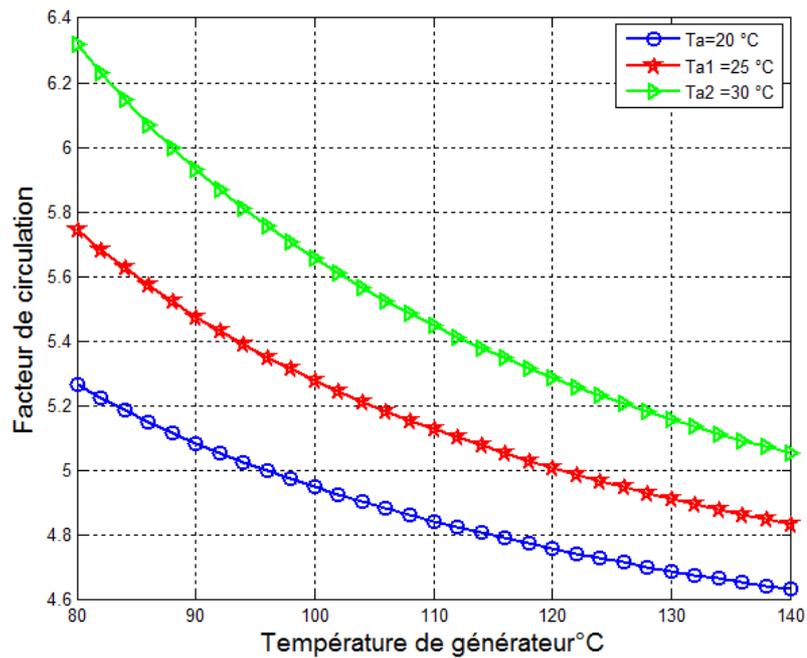


Figure III- 11 : Variation du facteur de circulation (fc) en fonction des Températures d'absorption et du générateur

La figure (III.11) montre la variation du facteur de circulation (fc) en fonction des Températures d'absorption et de générateur. On remarque que l'augmentation de la température du générateur et la diminution de la température de l'absorbeur permettent la réduction le facteur de circulation.

VI.8. Influence de la température d'évaporation et de condensation

La température au niveau de l'évaporateur et du générateur et de l'absorbeur sont constantes ($T_e=5^\circ\text{C}$; $T_b=30^\circ\text{C}$ et $T_g=90^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures condenseur.

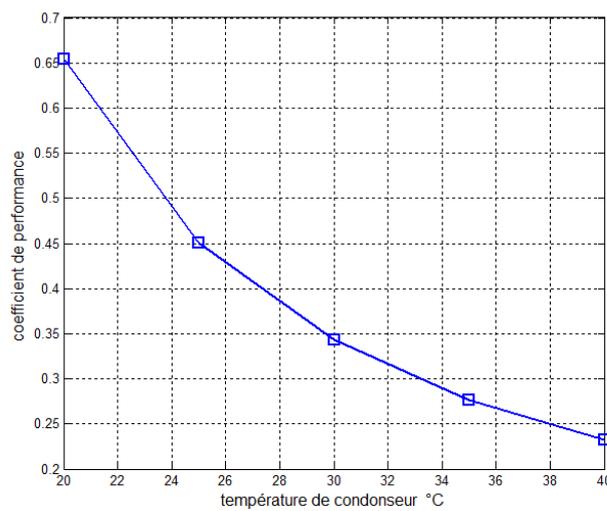


Figure. III.12 : Influence de la température de condenseur sur le coefficient de performance

de la machine frigorifique

La température au niveau du condenseur et du générateur sont constantes ($T_a=30^\circ\text{C}$ et $T_g=90^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures de l'absorbeur et de l'évaporateur.

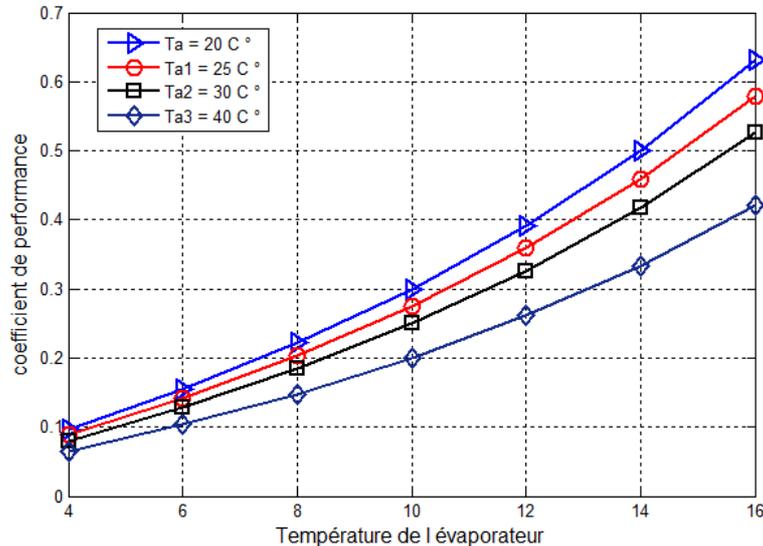


Figure. III.13 : *Influence de la température d'évaporation sur le coefficient de performance de la machine frigorifique*

On remarque aussi une forte augmentation du COP avec l'augmentation de la température d'évaporation (Figure III.13) et une forte diminution du COP avec l'augmentation de la température de condensation (Figure III.12). Selon les résultats obtenus on peut dire qu'une augmentation de 2°C de la température d'évaporation signifie une augmentation de 7.5% du COP de la machine frigorifique et qu'une augmentation de 5°C de la température de condensation entraîne une diminution de 4% du COP de la machine frigorifique. Les températures d'évaporation et de condensation jouent le rôle majeur dans la variation du coefficient de performance de la machine frigorifique.

Mais on remarque sur la figure (III.13) que pour une température de l'évaporateur fixe on a une diminution de COP de (0.05) avec l'augmentation de la température d'absorption de 5°C .

La température au niveau du condenseur et l'absorbeur sont constantes ($T_c=30^\circ\text{C}$ $T_a=25^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures du l'évaporateur et du générateur.

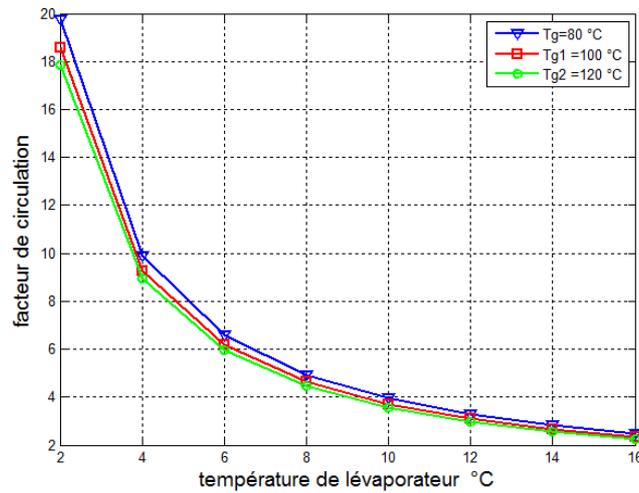


Figure III- 14 : Variation du facteur de circulation (f_c) en fonction des Températures de l'évaporateur et du générateur

La figure (III.14) représente la variation du facteur de circulation en fonction de la température de l'évaporateur à des températures de générateurs différentes.

On remarque que la diminution du facteur de circulation avec l'augmentation de la température d'évaporation peut être expliquée de la façon suivante : L'augmentation de la température d'évaporation conduit à une augmentation de la pression, donc à une augmentation de la concentration de solution riche, ce qui provoque la dégradation du facteur de circulation presque $f_c = \frac{mr}{mf}$.

La température au niveau du l'absorbeur et du générateur et de l'évaporateur sont constantes ($T_a=30^\circ\text{C}$, $T_e=5^\circ\text{C}$, et $T_g=90^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures du condenseur.

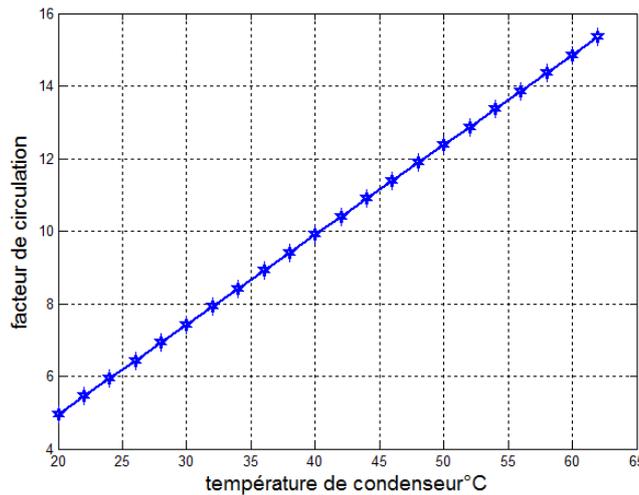


Figure III- 15 : Variation du facteur de circulation (f_c) en fonction des Températures du condenseur

La figure (III-15) montre la variation du facteur de circulation (f_c) en fonction des Températures du condenseur ; on a remarqué que l'augmentation de la température de condensation conduit à une augmentation du facteur de circulation.

VI.9. Influence de la température de l'absorbeur

La température au niveau du condenseur et de l'évaporateur sont constantes ($T_a=30^\circ\text{C}$ et $T_e=2^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures du l'absorbeur et du générateur.

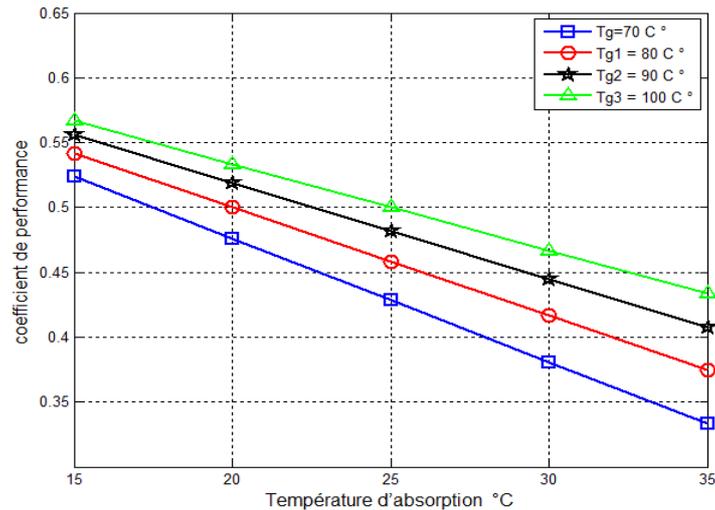


Figure III.16 : Influence de la température d'absorption sur le coefficient de performance de la machine frigorifique

La figure (III.16) représente la variation du coefficient de performance en fonction de la température d'absorption à des températures de générateurs différentes. L'interprétation de cette figure fait ressortir que le coefficient de performance diminue avec l'augmentation de la température de l'absorbeur quelle que soit la température du Générateur, et pour une température fixe de l'absorbeur, le coefficient de performance augmente avec l'augmentation de la température du générateur.

La température au niveau du condenseur et de l'évaporateur sont constantes ($T_a=30^\circ\text{C}$ $T_e=5^\circ\text{C}$) et on a fait varier les températures du l'absorbeur et du générateur.

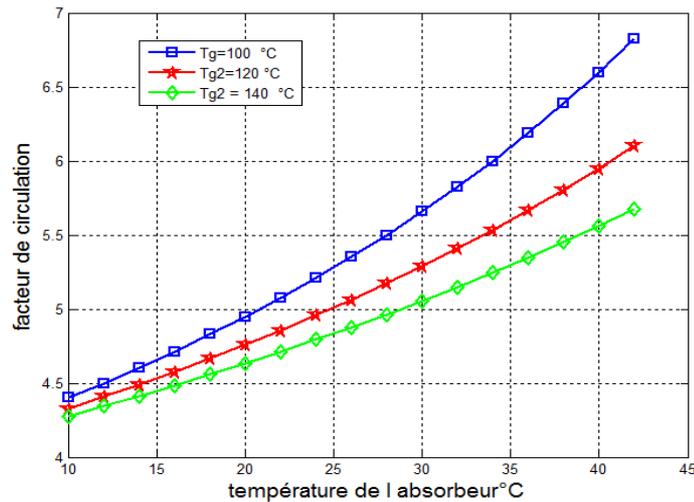


Figure III- 17 : Variation du facteur de circulation (f_c) en fonction des Températures d'absorption et du générateur

La figure III.17 montre la variation du facteur de circulation (f_c) en fonction des Températures d'absorption et de générateur ; la diminution de la température de l'absorbeur et l'augmentation de la température du générateur permettent la diminution du taux de circulation. Pour des températures du générateur élevées et des températures d'absorption basses, le facteur de circulation est très limité et est pratiquement constant

CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons fait une modélisation et simulation d'un système de rafraîchissement solaire à absorption donc un capteur solaire plan et une machine frigorifique à absorption.

La machine à absorption reste la meilleur modèle de production de froid qui couplé au panneau solaire thermique donnera des résultats meilleurs, avec absence de vibrations, grande robustesse, faible coût de fonctionnement.

On conclut que chaque paramètre a une influence directe sur le coefficient de performance ; notre but est d'améliorer le coefficient de performance par la variation des paramètres thermodynamiques, comme les dimensions du capteur, l'inclinaison, et l'orientation du capteur et la température de générateur et la température d'évaporateur et de condenseur et pour un bon fonctionnement de la machine à absorption on a besoin de circulation continue des fluides représentés par les débits de frigorigène, solution riche et solution pauvre et des échanges de chaleur

CHAPITRE IV

LOGICIEL PISTACHE

I. INTRODUCTION

Energie solaire thermique c'est la transformation de la puissance émise par les rayons du soleil en chaleur par l'intermédiaire des capteurs solaires thermiques. La chaleur récupérée est utilisée pour la production d'eau chaude sanitaire (chauffe-eau solaire), pour le chauffage (plancher solaire direct), chauffage des piscines, pour le séchage des récoltes ou même pour le rafraîchissement des locaux ; inépuisable et non polluante, l'énergie solaire est gratuite et disponible partout.

On a de nombreux logiciels thermiques utilisés par les ingénieurs et les étudiants qui dimensionnent et réalisent des bilans thermiques, définissent facilement la puissance, évaluent et analysent les charges de chauffage et de la climatisation à installer dans un local.

Dans ce chapitre nous essayerons d'expliquer les différentes étapes pour développer notre logiciel pistache, avec une application de rafraîchissement qui contient une machine frigorifique à absorption à TLEMEN.

La ville de Tlemcen est située à l'extrême Ouest de l'Algérie. Sa superficie est d'environ 9200 Km². Elle est limitée au Nord par la mer Méditerranée, à l'est par la wilaya de Sidi Bel-Abbes et la wilaya d'Ain Témouchent, à l'Ouest par le Maroc et au Sud par la wilaya de Naâma.

- Son altitude va de 821,5m à 825,6m.
- Longitude = 1°18'
- Latitude = 34°52'
- Décalage horaire (GMT) + 1h

A la fin de ce chapitre nous allons expliquer les résultats obtenus.

II. DESCRIPTION DU PISTACHE

PISTACHE est un logiciel thermique développé par « TECSOL » et « CEA » à L'INES, c'est un outil Pré dimensionnement et de prévision des performances des installations de rafraîchissement ou climatisation et de chauffage, production d'eau chaude sanitaire avec ou sans systèmes d'appoint d'énergie.

Pour l'utilisation de pistache on a besoin des données horaires annuelles météorologiques, (l'altitude, longitude, décalage horaire) du site qui nous avons choisi.

(Voir Figure IV.1) présenté l'insigne de logiciel.



Figure IV.1 l'insigne de logiciel

III. UTILISATION DE LOGICIEL PISTACHE

Ce logiciel informatique, est constitué de plusieurs fenêtres qui se résument comme suit:

III.1 Informations générales et données d'entrée

La première fenêtre, est divisée en cinq parties, la première pour entrer le nom du projet, la date d'étude et le maître d'ouvrage, la seconde pour le nom de la ville, sa latitude et longitude exprimées en degrés, le décalage horaire exprimé en heure par rapport au méridien de Greenwich, ces trois informations étant nécessaires pour le calcul de l'ensoleillement du plan incliné des capteurs. La troisième partie est un fichier contenant les données horaires météorologiques de toute l'année, ainsi que les typologies d'installation ; (De deux types : collective et Packagé). Dans la dernière partie de cette fenêtre on peut modifier les valeurs par défaut des tarifs énergétiques (réseau de chaleur, gaz, électricité et bois) et du tarif de la fourniture d'eau (Voir Figure IV.2)

The screenshot shows a software interface with the following sections:

- Informations générales sur le projet:**
 - Nom du projet: [Text input field]
 - Date de l'étude: [Dropdown menu showing 'vendredi 10 avril 2015']
 - Maître d'ouvrage: [Text input field]
 - Etude réalisée par: [Text input field]
- Données géographiques:**
 - Nom de la ville: [Text input field]
 - Latitude [°]: [Text input field]
 - Longitude [°]: [Text input field]
 - Décalage horaire (GMT+..) [h]: [Text input field]
- Données horaires météorologiques et besoins du bâtiment:**
 - Sélectionner le fichier (*.mgp): [Text input field] with a 'Parcourir' button.
 - Créer un fichier (*.mgp): [Text input field] with a 'Parcourir' button.
- Typologie d'installation:**
 - Collective
 - Packagé
- Tarifs moyens des énergies et de l'eau:**
 - Réseau chaleur [€/kWh]:
 - Fioul [€/kWh]:
 - Gaz [€/kWh]:
 - Electricité [€/kWh]:
 - Bois [€/kWh]:
 - Eau [€/m³]:

Figure IV.2 : Barre des Informations générales et les données d'entrée

III.2 Définition de la configuration d'installation

La deuxième fenêtre est divisée en quatre parties, la première pour la période de rafraîchissement soit automatiquement soit ou indique les jours et les mois de démarrage et d'arrêt de la climatisation, la seconde pour choisir le mode de fonctionnement de l'installation solaire.

On a trois modes :

1. Le mode de rafraîchissement,
2. Le mode de chauffage,
3. Le mode de production d'eau chaude sanitaire.

Lorsque l'installation solaire utilise les deux derniers modes, la priorité de valorisation de l'énergie solaire doit être déterminée à la partie de stratégie de fonctionnement, dans la dernière partie, nous avons défini l'équipement d'appoint d'énergie de l'installation solaire (Voir Figure IV.3)

Figure IV3 : Barre des définitions de la configuration d'installation

III.3 Pré-dimensionnement des composants

C'est la fenêtre la plus intéressante et la base dans le logiciel PISTACHE, divisée en six parties, une partie pour choisir le modèle de la machine frigorifique (soit absorption soit adsorption) et une autre partie pour choisir la technologie de capteur (parmi les capteurs plans vitrés et les capteurs sous vide), ainsi que les caractéristiques de ce capteur et les caractéristiques complémentaires qui sont :

- La surface totale de capteur.
- L'orientation du champ de capteur exprimée en degrés ($^{\circ}$), en valeur positive pour l'est et négative pour l'ouest.
- L'inclinaison du champ de capteurs exprimée en degrés ($^{\circ}$) par rapport à l'horizontale

Une partie pour les ballons de stockage, de trois types de ballons de stockage, chacun correspondait à la constante de refroidissement et la capacité de stockage ; les ballons de stockage disponibles sont :

- Stockage chaud solaire pour installation collective,
- Stockage froid solaire pour la machine à sorption et
- Stockages sanitaires solaires.

Dans cette fenêtre on a présenté aussi le schéma principal de l'installation solaire, Ce indique les productions utilisées, les transformations à produire, et les rejets thermiques (Voir Figure IV.4)

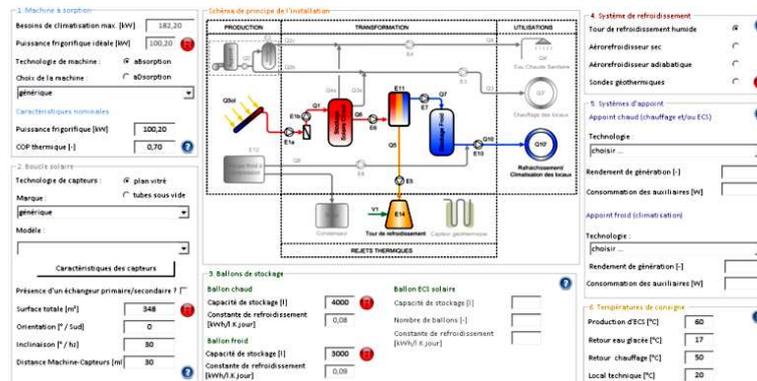


Figure IV.4 : Barre des Prédimensionnement des composants

III.4. résultats

C'est la fenêtre correspondante à l'affichage des résultats ; pour obtenir les résultats ou clique sur calculer, ce qui donne le rapport d'analyse des performances de l'installation et le bilan énergétique global.

IV. AVANTAGES DE PISTACHE

- La facilité d'apprendre et d'utiliser,
- Disponible et gratuite pour votre utilisation,
- Calcule le Bilan en trois modes : rafraîchissement, chauffage et d'eau chaude sanitaire,
- Calculer les bilans énergétiques solaires mois par mois sur toute l'année.

V. SCHEMA DE PRINCIPE DE L'INSTALLATION

La technique consiste à utiliser des capteurs solaires pour fournir la chaleur qui sera ensuite dirigée vers une machine frigorifique, afin d'assurer, la climatisation des locaux. La machine permet de refroidir le fluide caloporteur. La (Figure IV.5) présente le schéma de principe approprié à notre configuration.

- Un capteur solaire pour le chauffage générateur,
- Deux réservoirs de stockage d'eau chaude et l'autre froide,
- Machine de refroidissement à absorption,
- Une tour de refroidissement.

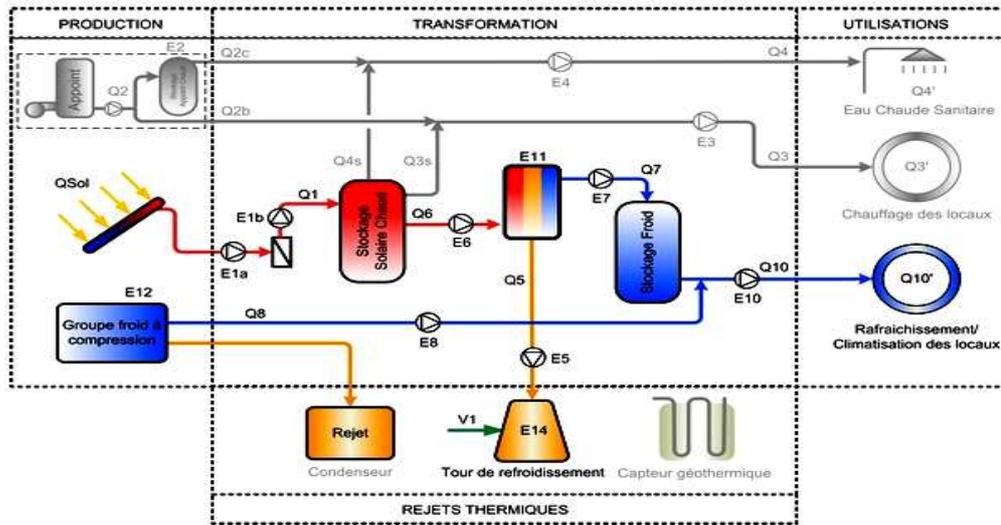


Figure IV.5 : Schéma principe de l'installation

V.1. Energies consommées et produites

V.1.1. Energies thermiques (Q) consommées et produites (en kWh) sont les suivantes :

- Energie solaire totale (en rayonnement direct plus diffus) incidente dans le plan des capteurs en considérant la surface d'ouverture.
- Energie captée par le champ de capteurs et entrant dans le ballon d'eau chaude.
- Energie fournie au générateur de la machine à absorption.
- Energie rejetée par la tour de refroidissement.
- Energie produite à l'évaporateur de la machine à absorption et entrant dans le ballon d'eau froide.
- Energie distribuée dans le bâtiment.

V.1.2. Energies électriques (E) consommées (en kWh) sont les suivantes :

- E_{1a} : Energie consommée par la pompe du circuit solaire.
- E_6 : Energie consommée par la pompe du circuit générateur.
- E_5 : Energie consommée par la pompe du circuit refroidissement.
- E_7 : Energie consommée par la pompe du circuit évaporateur.
- E_{12} : Energie consommée par la pompe du circuit distribution.
- E_{11} : Energie consommée par la machine à absorption.
- E_{14} : Energie consommée par le ventilateur de la tour de refroidissement.
- E_{10} : Energie consommée par les ventilo-convecteurs des salles d'enseignement.

VI.DONNEES GENERALES**Données générales du projet**

Nom du projet :	Rafraichissement
Date de l'étude :	Dimanche 3 mai 2015
Maître d'ouvrage :	MERAD
Etude réalisée par :	CHERIFI
Ville :	Tlemcen

VI.1 Caractéristiques de l'installation

Type d'installation :	collective
-----------------------	------------

VI.2 Configuration

Fonctionnement du solaire pour :	
----------------------------------	--

VI.3 Machine à absorption

Type de machine :	générique
Puissance frigorifique nominale :	10
COPth (nominal) :	0,70

VI.4 Capteurs

Type de capteurs :	plan vitré
Modèle :	générique
Surface unitaire d'entrée [m ²] :	3
n0 (rendement optique) :	0,8
A1 (coeff. de perte par transmission) [W/m ² .K]	3,5
:	
A2 (coefficient perte 2ème ordre) [W/m ² .K ²] :	0,015
Surface totale d'entrée [m ²] :	30
Orientation des capteurs /Sud (°) :	42
Inclinaison des capteurs /horizontal (°) :	30
Echangeur primaire solaire/secondaire :	oui

VI.5 Ballon de stockage chaud

Capacité de stockage [L] :	4000
Constante de refroidissement [Wh/L.K.jour] :	0,08

VI.6 Ballon de stockage froid

Capacité de stockage [L] :	3000
Constante de refroidissement [Wh/L.K.jour] :	0,09

VI.7 Système de refroidissement

Type de refroidissement :	Tour de refroidissement humide"
---------------------------	---------------------------------

Systèmes d'appoint froid pour rafraîchissement/climatisation :	Groupe froid à condensation par air 20 - 80 kW
Rendement ou efficacité globale de l'appoint :	2,5
Consommation des auxiliaires [kW] :	2,58

VI.8 Températures

Local technique [°C] :	20
Consigne départ eau glacée [°C] :	17
Consigne départ chauffage [°C] :	50
Consigne ECS avant mitigeur [°C] :	60

VII.RESULTATS

A l'aide de ce logiciel, on a fait un dimensionnement et les résultats obtenus sont représentés dans les figures et le tableau suivant :

VII.1 Fourniture d'énergie et du besoin

Bilans d'énergies froides

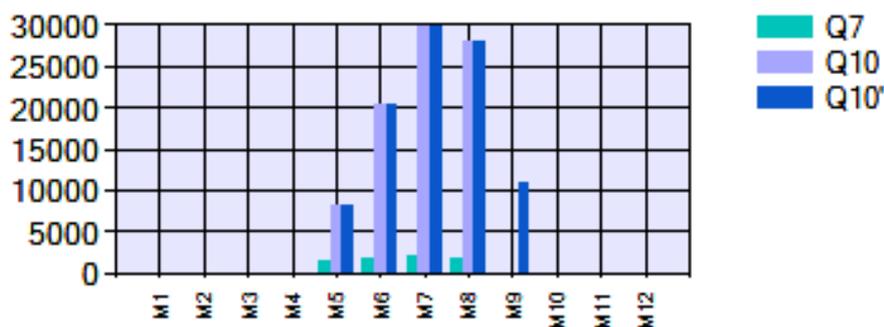


Figure IV.6le bilan d'énergies froides

Q_7 : l'énergie fournie par l'évaporateur

Q_{10} : l'énergie frigorifique fournie au bâtiment

Q'_{10} : Besoin en climatisation

La figure (IV.6) présente l'énergie fournie par l'évaporateur, l'énergie fournie au bâtiment et les besoins en climatisation en fonction des mois.

L'énergie fournie au bâtiment et les besoins de climatisation sont les mêmes durant les quatre mois de l'été, minimum au mois de mai et maximum au mois de juillet ; on remarque aussi que l'énergie fournie par l'évaporateur varie entre 4500kwh au mois de mai et 10000kwh au mois de juillet

On a besoin de la climatisation a les mois de l'été, les besoin de climatisation varié a le long de tous les mois de l'été être 8000kwt et 30000kwt, elle est maximum au mois de juillet

Bilan d'énergie solaire

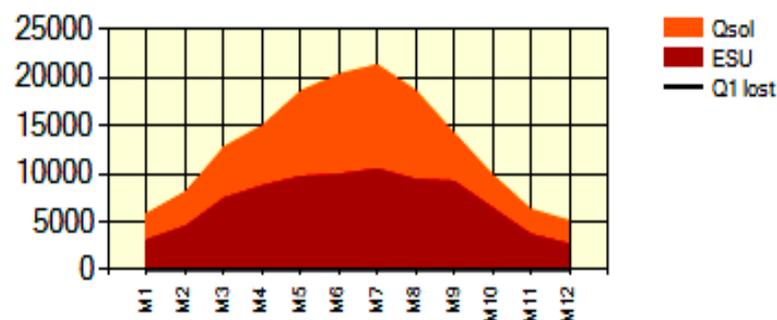


Figure IV.7 les bilans d'énergies solaires

Q_{sol} : Irradiation totale

ESU : l'énergie solaire fournit au stockage

Q_{1lost} : l'énergie solaire non valorisée

La figure (IV.3) représente l'irradiation solaire, l'énergie solaire fournie au stockage et l'énergie solaire non valorisée en fonction des mois de l'année.

L'irradiation solaire totale est la quantité d'énergie reçue en un lieu par une surface suivant le jour et l'heure.

On remarque que l'irradiation varie entre (5839kwh) et (21325kwh) ; elle est très faible de Novembre à Février et maximum les quatre mois de l'été (Mai, Juin, Juillet, Aout).

L'énergie solaire fournie au stockage varie en cours d'année ; elle est maximum au mois de Juin et Juillet.

On remarque aussi que l'énergie solaire non valorisée est nulle durant tous les mois de l'année, quand l'installation est bien dimensionnée.

VII.2 Résultats mensuels

Dans le tableau suivant on a présenté le bilan thermique déterminé par le logiciel qui illustre bien la quantité d'énergie qu'il faudra pour refroidir un local.

	Mai	Juin	Juillet	Aout	Bilan Total
Qsol [kWh]	18569	20340	21325	18629	155880
ESU [kWh]	7729	8251	8904	7807	78228
Q6 [kWh]	2318	3172	3881	3114	12485
Q7 [kWh]	1501	1980	2636	1953	8070
Q8 [kWh]	6721	18638	27840	26125	79325
Q10 [kWh]	8020	20427	29872	27881	86200
Q10' [kWh]	8030	20427	29872	27881	97023
Eaux [kWh]	733	1088	1315	1215	11604
Eaux _{sol} [kWh]	584	953	1202	1090	4505
Q1lost [kWh]	0	0	0	0	0

Tableau IV.1 : Bilan Energétique

Performances des installations de climatisation

Après les données de tableaux nous avons calculé le coefficient de performance totale :

De l'analyse du fonctionnement thermodynamique de la machine frigorifique, on déduit son coefficient de performance énergétique. Le coefficient de performance est le rapport entre l'énergie fournie par l'évaporateur et l'énergie fournie à la machine frigorifique.

$$\text{COP} = \frac{\text{l'énergie fournie par l'évaporateur}}{\text{l'énergie fournie à la machine frigorifique}} \quad \text{COP} = \frac{Q_7}{Q_6}$$

	Mai	Juin	Juillet	Aoute	Bilan totale
COP _{th}	0.62	0.64	0.67	0.62	0.64

Tableau IV.2 : Coefficient de performance

Nous avons un coefficient de performance moyenne satisfaisant

Q₆ : l'énergie fournie a la machine frigorifique

Q₈ : l'énergie fournie par l'appoint froid

Eaux_{sol} : énergie électrique d'axillaires solaires

VI.3. Analyses

VI.3.1. Analyse des performances solaires

- L'installation solaire semble bien dimensionnée.
- La productivité solaire utile de l'installation semble suffisante.
- Le rendement de captation solaire semble suffisant.
- Le rendement solaire de l'installation est satisfaisant.
- Le coefficient de performance électrique solaire est satisfaisant.

VI.3.2. Analyse de l'efficacité thermique

La machine frigorifique semble fonctionner dans des conditions adéquates.

VI.3.3. Analyse des performances globales de l'installation:

- L'indicateur de performance globale (PER) de l'installation est satisfaisant.
- Le coût du kWh de production de l'installation est satisfaisant.
- La consommation en eau de l'installation est satisfaisante.

VII.CONCLUSION

Le logiciel pistache permet de calculer le bilan énergétique solaire mois par mois et sur toute l'année et le bilan thermique dans tous les lieux géographiques déterminés à partir des coordonnées de longitude et l'altitude

Dans cette partie nous allons essayer de développer ce logiciel de climatisation qui permet de dimensionner une installation de rafraichissement à absorption solaire.

Les résultats présentent les bilans énergétique ; on remarque que l'énergie solaire non valorisée (Q_{11oss}) est nulle, donc l'installation solaire (Q_{sol}) a été bien dimensionnée ; nous avons aussi bien choisi les composants du système solaire (soit la machine frigorifique soit le capteur solaire). Nous avons conclu où l'irradiation solaire est maximale, et les besoins en froid plus importants.

Pour un bon bilan énergétique thermique il faut bien dimensionner le système solaire et choisir l'orientation et l'inclinaison optimale du capteur solaire

CONCLUSION

GENERALE

CONCLUSION GENERALE

La réfrigération solaire permet d'économiser une quantité appréciable de la consommation d'énergie primaire, Cela réduit la production de dioxyde de carbone et les pics de consommation d'électricité en été, ce qui est un avantage important pour l'environnement et l'économie nationale.

Une présentation détaillée de la réfrigération solaire et des différentes technologies ont été utilisées dans ce domaine. Nous avons donné aussi une comparaison détaillée dans laquelle nous avons résumé les trois technologies (absorption, adsorption, à compression) avec leurs avantages et inconvénients.

Le but de cette étude est l'analyse et la simulation d'un groupe frigorifique à absorption couplé à l'énergie solaire pour la production de la climatisation ; ce groupe frigorifique produit du froid avec des performances intéressantes, car il fonctionne à partir d'une température de générateur 65°C, ce qui permet d'utiliser des capteurs plans vitrés moins coûteux et disponibles sur le marché avec une durée de vie plus élevée que les capteurs sous vide.

Dans un système à absorption, le coefficient de performance (COP), le taux de circulation (FR) sont des paramètres importants pour évaluer la performance et l'efficacité du système. Le taux de circulation détermine la taille des différents organes, l'augmentation de ce dernier affecte la performance du système de la façon suivante :

- Les pertes de chaleur du système peuvent être considérables.
- L'augmentation de la puissance exigée pour la pompe de solution.

Après analyse de l'influence des différentes températures de fonctionnement sur les performances de la machine à absorption, nous avons tiré les conclusions suivantes :

- Plus l'écart de températures entre le fluide et l'extérieur est important et moins bon est le rendement, et cela quelque soit le rayonnement
- Les températures de l'évaporateur (T_e) et celle du générateur (T_g) ont le plus d'influence sur le système.
- Plus la température du générateur est élevée, plus le coefficient de performance de l'installation frigorifique augmente.
- Plus la température de l'évaporateur est élevée plus le coefficient de performance de l'installation frigorifique diminue.
- Toute augmentation de la température de condensation ou d'absorption provoque une diminution du coefficient de performance donc de l'efficacité de la machine à absorption, il est donc préférable de fonctionner avec des températures moins élevées au niveau de l'absorbeur et le condenseur

Enfin nous avons fait un dimensionnement avec logiciel pistache d'un groupe de rafraichissement solaire durant la période estivale (mai, juin, juillet et août) à la ville de Tlemcen, Ce qui permet de réduire le coût et d'augmenter la fiabilité du système. Nous avons démontré qu'il existe une adéquation entre l'énergie solaire et les besoins de rafraichissement : c'est le moment où l'irradiation solaire est maximale que les besoins de froid sont plus importants, d'où des économies d'énergie primaire plus importantes.

Pour atteindre un coefficient de performance de la machine frigorifique important ou utilise une surface de capteur solaire plan économique et ou choisit une orientation et inclinaison optimale ainsi que le lieu d'implantation adéquat.

REFERENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Olivier MARC., « *Etude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couple au bâtiment* », Thèse de Doctorat en Mécanique Energétique, Université de la Réunion, 2010.
- [2] Guillaume ANIES., « *Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption* », Thèse de Doctorat en Energétique, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2011.
- [3] Amel SI CHAIB., « *Etude numérique d'une chaîne énergétique solaire avec capteur solaire plan à air et stockage thermique pour une maison solaire* », Thèse de Magister en Génie Mécanique, Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, 2013.
- [4] Malika BOUHEDIBA., « *Simulation thermique d'une maison solaire pour la Production d'eau chaude sanitaire (ECS)* », Mémoire de Master en Génie Mécanique, Université Hassiba Benbouali de Chlef, 2012.
- [5] Mohammed HADJ BELKACEMI., « *Modélisation et Etude Expérimentation d'un Capteur Solaire non Vitré et Perforé* », Mémoire de Master en Energétique et Matériaux, Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, 2011.
- [6] Imad HADJ et Abdelkader BENSIDHOUM., « *Contribution à l'amélioration des performances des installations à réfrigération solaire à absorption* », Mémoire de Master en Génie Thermique, 2012.
- [7] Dalila ABABSA, « *Optimisation Du Rendement D'un Capteur Solaire Par Minimisation Des Pertes Convectives* », Thèse de Magister en Physique Energétique, Université El-hadj Lakhdar de Batna, 2010.
- [8] Souad SAADI., « *Effet des paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan* », Thèse de Magister en Physique des Energies Renouvelables, Université Mentouri de Constantine, 2010.
- [9] Wassila CHEKIROU., « *Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption* » Thèse de Doctorat en Energétique, Université Mentouri de Constantine, 2008.
- [10] Abdelghani LAKROUNE., « *Nouveaux mélange frigorigènes pour les pompes à chaleur* », Thèse de Magister en Génie Climatique, Université Mentouri de Constantine, 2008.

- [11] Mohamed AMZIANE., « *Etude comparative entre les systèmes de climatisation classiques et solaires application à la climatisation d'un immeuble* », Thèse de Magister en Energies Renouvelables, Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, 2013.
- [12] Abdelgheffar KHELIF., « *Modélisation d'une Machine Frigorifique à Compression mécanique de Vapeur* » Mémoire de Master en Génie mécanique, Université Kasdi Merbah de Ouargla, 2014.
- [13] DERDARI Mohamed, DOU Brahim, DRIHEM Omar « *Etude d'un cycle à éjecto-compression* », Mémoire d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique, Université de Kasdi Merbah de Ouargla, 2011.
- [14] Wassila LARKECHE., « *Modélisation d'une machine frigorifique à absorption application des équilibres de phases* », Thèse de Doctorat en Génie des procédés, Université Mentouri de Constantine, 2012.
- [15] Ilyas BELAHBIB et Abdessamed TIHAMI., « *Etude d'un système de climatisation couple à l'énergie solaire* », Mémoire d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique Energétique, Université Kasdi Merbah de Ouargla, 2011.
- [16] Billel MEBARKI., « *Etude et analyse d'un système de production de froid par énergie solaire pour la climatisation* », Thèse de Magister en Génie Climatique, 2013.
- [17] Mourad DINY « *Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption modélisation des Transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machines* », Thèse de Doctorat en Mécanique Énergétique, Université Henri Poincaré de Nancy, 2011.
- [18] L. MERABTI, M. MERZOUK, N. KASBADJI, N. HATRAF et M. ABBAS., « *Rafraîchissement solaire par dessiccation* », Revue des Energies Renouvelables, Vol. 17, N°3, (2014), pp. 403-409.
- [19] J. DARDOUCH, M. CHARIA, A. BERNATCHOU, et S. MALAINE., « *Etude d'une machine frigorifique solaire à absorption (eau-ammoniac) site de Rabat* », 16^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH 2013), Maroc, Marrakech, du 13 au 15 Novembre 2013.
- [20] Lamia BENAHMED et Fatima Zahra BENMOSTEFA., « *Intégration d'un système de rafraîchissement solaire au bâtiment. Faisabilité technico-économique* », Mémoire de Master en Génie Mécanique, Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, 2012.
- [21] POIZE Noémie., Rhônalpénergie – Environnement, « *Introduction à la climatisation solaire* », CNFPT, 2007.
- [22] M. BELARIBI, F. BENYAROU et B. BENYOUCEF, « *Etude et conception assistée par ordinateur d'un système de Réfrigération par voie solaire* », 10^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH 2001), Tunisie, Sousse, pp. 25-30.

WEBOGRAPHIE

- [I] Fondation la main a la pâte <http://www.fondation-lamap.org/fr>, date de consultation 20 Février 2015.
- [II] Pays des paillons <http://www.codev.pays-despaillons.fr>, date de consultation 21 Février 2015.
- [III] Sitiosolar <http://www.sitiosolar.com/fr/annuaire-entreprises-energies-renouvelables-france/> de consultation 26 Février 2015.
- [IV] l'énergie solaire http://www.eleves.ens.fr/home/.../Elie_Gouzien_TPE.pdf de consultation 27 Mars 2015.
- [V] Le diagramme enthalpique
http://pedagogiquege.fr/pluginfile.1/Ressource_%20Le%20diagramme%20enthalpique.pdf, date de consultation 14 avril 2015.
- [VI] Dossier installation solaire, [www.lyc-emperi.ac-aix-marseille.fr/.solaire/DR-NRJ%](http://www.lyc-emperi.ac-aix-marseille.fr/.solaire/DR-NRJ%20) date de consultation 27 Février 2015.

