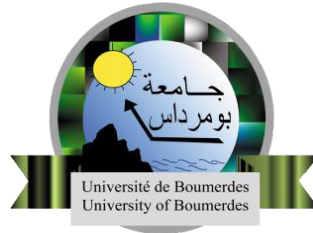


**République Algérienne Démocratique et populaire**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche**  
**Scientifique -Université M'hamed BOUGARA-Boumerdes**  
**Faculté des Sciences de l'Ingénieur**

*Département Energétique*



Mémoire de Fin d'Etudes  
En vue de l'obtention du diplôme de MASTER II

**OPTION**

Energétique et Environnement

***Thème***

*Etude de la faisabilité technico – économique de  
l'adaptation d'une machine frigorifique à  
absorption sur un chauffe-eau-solaire.*

**Réalisé par :**

- **DIF Sadek**
- **FAZEZ Hamza**

**suivi par :**

**Mr. NADIR Mahmoud**

**Promotion Juin 2016/2017**

# Remerciement

*Tout d'abord, nous remercions ALLAH, notre créateur de nous avoir donné les forces Pour accomplir ce travail.*

*Nous adressons le grand remerciement notre promoteur Mr. Nadir Mahmoud qui a proposé le thème de ce mémoire, aussi pour ses conseils et ses orientations.*

*Un grand merci est adressé aux examinateurs d'avoir accepté la lecture et l'évaluation de notre mémoire. Finalement, nous remercions tous ceux qui ont participé à réaliser ce mémoire.*

# Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail*

*A mes parents :*

*Grâce à leurs tendres encouragements et leurs grands sacrifices, ils ont pu créer le climat affectueux et propice à la poursuite de mes études.*

*Aucune dédicace ne pourrait exprimer mon respect, ma considération et mes profonds sentiments envers eux.*

*Je prie le bon Dieu de les bénir, de veiller sur eux, en espérant qu'ils seront toujours fiers de moi.*

*A mes sœurs RYM et ZOËRA*

*Et à mes frères MOHAMED, SAMIR et KOUCEILA*

*A la famille FAZEZ et DIF.*

*Ils vont trouver ici l'expression de mes sentiments de respect et de reconnaissance pour le soutien qu'ils n'ont cessé de me porter.*

*A mon binôme DIF SADEK*

*A tous mes professeurs :*

*Leur générosité et leur soutien m'oblige de leur s témoigner mon profond respect et ma loyale considération.*

*A tous mes amis et mes collègues énergéticiens :*

*Ils vont trouver ici le témoignage d'une fidélité et d'une amitié infinie.*

*FAZEZ HAMZA.*

# Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail*

*A mes parents :*

*Grâce à leurs tendres encouragements et leurs grands sacrifices, ils ont pu créer le climat affectueux et propice à la poursuite de mes études.*

*Aucune dédicace ne pourrait exprimer mon respect, ma considération et mes profonds sentiments envers eux.*

*Je prie le bon Dieu de les bénir, de veiller sur eux, en espérant qu'ils seront toujours fiers de moi.*

*A mes sœurs :*

*Et : WAEL, HANAN, SAMAH, MALAK, MAHDI.*

*Ils vont trouver ici l'expression de mes sentiments de respect et de reconnaissance pour le soutien qu'ils n'ont cessé de me porter.*

*A mon binôme FAZEZ HAMZA.*

*A tous mes professeurs :*

*Leur générosité et leur soutien m'oblige de leur s témoigner mon profond respect et ma loyale considération.*

*A tous mes amis et mes collègues D'ENERGITIQUE FAMILY:*

*Sans oublier K.BEDREDDINE*

*Ils vont trouver ici le témoignage d'une fidélité et d'une amitié infinie.*

**DIF SADEK**

## **Sommaire**

### *Nomenclature*

### *Tables des figures*

*Introduction générale*..... 1

## **Chapitre I Généralités sur les deux systèmes étudiées**

**1. Rappels sur les modes de transfert thermique** .....2

**1.1. Transfert thermique par conduction** ..... 2

**1.2. Transfert de chaleur par convection**.....4

**1.3. Transfert de chaleur par rayonnement** .....7

**2. Le rayonnement solaire**.....8

**2.1. Les coordonnées géographiques pour un site** .....9

**2.2. Les temps solaires**.....11

**3. Chauffe-eau-solaire** .....12

**3.1. Types de chauffe-eau-solaire** .....13

**3.1.1. CES à thermosiphon** .....13

**3.1.2. CES à circulation forcée** .....14

**3.2. Comparaison entre les deux types de CES** .....15

**3.3. Les composants d'un chauffe-eau-solaire** .....16

**3.3.1. Les organes principaux**.....16

**I- Le ballon de stockage**.....16

**II- Le capteur solaire**.....18

**II.1 - Capteur sans vitrage** .....18

**II.2 - Capteurs sous vide** .....19

**II.3 - Capteurs vitrés** .....20

a) La couverture transparente .....20

b) L'absorbeur .....21

c) L'isolation thermique .....	22
d) Le fluide caloporteur .....	22
e) Le cadre .....	23
<b>3.3.2. Les organes secondaires.....</b>	<b>23</b>
<b>4. Principe de fonctionnement.....</b>	<b>25</b>
<b>5. La machine frigorifique à absorption.....</b>	<b>26</b>
<b>5.1. Les composants de la machine frigorifique à absorption.....</b>	<b>26</b>
<b>5.1.1- Le condenseur.....</b>	<b>26</b>
<b>5.1.2- L'évaporateur .....</b>	<b>26</b>
<b>5.1.3- Le bouilleur .....</b>	<b>27</b>
<b>5.1.4- L'absorbeur .....</b>	<b>27</b>
<b>5.1.5- Le détendeur.....</b>	<b>27</b>
<b>5.1.6- La pompe de solution.....</b>	<b>27</b>
<b>5.2. Avantages et inconvénients des machines frigorifiques à absorption .....</b>	<b>27</b>
<b>5.3 Les performances de la machine à absorption. ....</b>	<b>28</b>
<b>5.4 Fonctionnement de la machine frigorifique à absorption .....</b>	<b>29</b>
 <b><i>Chapitre II Revue Bibliographique</i></b>	
1. Introduction .....	31
2. Revue bibliographique.....	31
3. Conclusion .....	37
 <b><i>Chapitre III Modélisation numérique du capteur solaire</i></b>	
1. Introduction .....	38
2. Rendement du capteur .....	39
<b>2.1. Bilan énergétique du capteur .....</b>	<b>39</b>
<b>2.2. Les paramètres influant sur le fonctionnement de capteur solaire .....</b>	<b>40</b>
<b>2.3. Calcul des pertes thermiques du capteur .....</b>	<b>40</b>

2.3.1. Les pertes à l'avant de capteur .....	42
2.3.2. Les pertes à l'arrière de capteur .....	45
2.3.3 Les pertes par les faces latérales de capteur .....	45
2.3.4 La résistance globale .....	45
2.3.5 Vérification de la température de la vitre .....	46
2.3.6 Organigramme pour le calcul de K .....	46
3. Etude thermique de l'absorbeur .....	48
4. La puissance produite par le capteur .....	53
5. Organigramme pour le calcul de rendement instantané du capteur .....	53
6. Calcul de la puissance frigorifique .....	54

#### ***Chapitre IV Résultats et discussion***

1. Introduction .....	56
2. Résultats et discussion .....	56
2.1. Rendement instantané du capteur .....	56
2.2. Température de sortie du fluide .....	60
2.3. La puissance produite par le capteur .....	64
3. Couplage machine frigorifique à absorption – Capteur solaire plan.....	67
4. Aspect économique.....	71
<b>Conclusion générale</b> .....	74

#### **Références bibliographiques**

#### **L'annexe**

## NOMENCLATURE

symbole	Désignation
<b>b</b>	Distance plaque-vitre ( <b>m</b> ).
<b>Ch ()</b>	représente la fonction cosinus hyperbolique.
<b>C<sub>p</sub></b>	représente la chaleur spécifique du matériau constituant la plaque absorbante ( <b>J/Kg. K</b> ).
<b>De</b>	Diamètre extérieure de la tuyauterie ( <b>m</b> ).
<b>Di</b>	Diamètre intérieure de la tuyauterie ( <b>m</b> ).
<b>e<sub>i</sub></b>	Epaisseur de l'isolant ( <b>m</b> ).
<b>F</b>	Rendement d'irrigation.
<b>F<sub>t</sub></b>	Facteur de transfert thermique.
<b>G</b>	Gravité solaire globale ( <b>w/m<sup>2</sup></b> ).
<b>G*</b>	Gisement solaire globale ( <b>w/m<sup>2</sup></b> ).
<b>Gr</b>	nombre de Grashof.
<b>h<sub>c1</sub>, h<sub>r1</sub></b>	Coefficient d'échange thermique relatif respectivement à la convection forcée et au rayonnement ( <b>w/m<sup>2</sup></b> ).
<b>h<sub>c2</sub>, h<sub>r2</sub></b>	Coefficient d'échange thermique relative respectivement à la convection forcée et au rayonnement ( <b>w/m<sup>2</sup></b> ).
<b>I</b>	inclinaison (°).
<b>K</b>	Conductance thermique ( <b>w/m<sup>2</sup></b> ).
<b>K<sub>av</sub></b>	Conductance thermique vers l'avant du capteur ( <b>w/m<sup>2</sup></b> ).
<b>K<sub>ar</sub></b>	Conductance thermique vers l'arrière du capteur ( <b>w/m<sup>2</sup></b> ).
<b>L</b>	Longueur ( <b>m</b> ).
<b>L</b>	largeur ( <b>m</b> ).
<b>Ḣ</b>	Energie emmagasinée dans le fluide caloporteur ( <b>w/m<sup>2</sup></b> ).
<b>ṁ</b>	Débit massique de fluide caloporteur (en <b>Kg/s</b> par conduite).
<b>Nu</b>	nombre de Nusselt.
<b>n<sub>t</sub></b>	Nombre de tuyauteries.
<b>P</b>	pas entre tuyauteries.
<b>Q<sub>u</sub></b>	Energie solaire absorbé par le capteur ( <b>w/m<sup>2</sup></b> ).
<b>Q<sub>sa</sub></b>	Débit massique par unité de surface de capteur ( <b>Kg/s.m<sup>2</sup></b> ).
<b>Q<sub>p</sub></b>	Energie transférée vers l'environnement ( <b>w/m<sup>2</sup></b> ).
<b>Q<sub>st</sub></b>	Energie absorbée par le capteur nécessaire pour une période de mise en température du système ( <b>w/m<sup>2</sup></b> ).
<b>P<sub>u</sub></b>	La puissance produite par le capteur ( <b>W</b> )
<b>R<sub>1</sub></b>	Résistance thermique entre la vitre et l'extérieure ( <b>C°/(w/m<sup>3</sup>)</b> ).
<b>R<sub>2</sub></b>	Résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre ( <b>C°/ (W/m<sup>3</sup>)</b> ).



## NOMENCLATURE

<b>R<sub>av</sub></b>	Résistance thermique vers l'avant du capteur ( <b>C°/(w/m3)</b> ).
<b>R<sub>e</sub></b>	Nombre de Reynolds.
<b>R<sub>3</sub></b>	Résistance thermique créée par l'isolant ( <b>C°/(w/m3)</b> ).
<b>R<sub>4</sub></b>	Résistance thermique entre la face externe de l'isolant et l'air ambiant ( <b>C°/(w/m3)</b> ).
<b>R<sub>lat</sub></b>	Résistance thermique des faces latérales du capteur.
<b>R<sub>ar</sub></b>	Résistance thermique vers l'arrière du capteur ( <b>C°/(w/m3)</b> ).
<b>S</b>	Aire de la section de passage du flux de chaleur ( <b>m<sup>2</sup></b> ).
<b>T<sub>p</sub></b>	Température de l'absorbeur ( <b>°C</b> )
<b>T<sub>a</sub></b>	Température ambiante ( <b>°C</b> ).
<b>T<sub>ciel</sub></b>	Température du ciel ( <b>°C</b> ).
<b>T<sub>i</sub></b>	Température de l'isolant ( <b>°C</b> ).
<b>T</b>	Température moyenne de l'air confiné entre l'absorbeur et la vitre ( <b>°C</b> ).
<b>T<sub>fe</sub></b>	Température du fluide à l'entrée du capteur ( <b>°C</b> ).
<b>T<sub>fs</sub></b>	Température du fluide à la sortie du capteur ( <b>°C</b> ).
<b>T<sub>f</sub></b>	Température du mélange ( <b>°C</b> ).
<b>Th ()</b>	fonction tangente hyperbolique
<b>Y</b>	Débit de l'eau ( <b>m<sup>3</sup>/s</b> ).
<b>W</b>	vitesse du vent ( <b>m/s</b> ).
<b>2w</b>	L'intervalle séparant deux tuyauteries ( <b>m</b> ).

<b>Symbole grecque</b>	<b>Désignation</b>
<b>η</b>	Rendement instantané du capteur.
<b>γ*</b>	Rendement optique.
<b>γ</b>	Azimut.
<b>τ<sub>c</sub>*</b>	Coefficient de transmission solaire de la couverture transparente.
<b>α<sub>c</sub>*</b>	Fraction solaire de la couverture transparente.
<b>α<sub>p</sub>*</b>	Coefficient d'absorption solaire de la plaque absorbante.
<b>ρ</b>	Masse volumique de l'eau ( <b>Kg/m<sup>3</sup></b> ).
<b>ρ<sub>c</sub>*</b>	Rayonnement réfléchi.
<b>μ</b>	Viscosité dynamique.
<b>μ<sub>a</sub></b>	Viscosité dynamique de l'air.
<b>λ</b>	Conductivité thermique de l'eau ( <b>w/m.K</b> ).
<b>λ<sub>a</sub></b>	Conductivité thermique de l'air ( <b>w/m.K</b> ).
<b>λ<sub>i</sub></b>	Conductivité thermique de l'isolant

## NOMENCLATURE

---

	<b>(w/m.K).</b>
$\lambda_p$	Conductivité thermique du matériau constituant la plaque absorbante <b>(w/m.K).</b>
$\sigma$	Coefficient d'émission d'infrarouge de la vitre.
$\kappa$	Flux de chaleur transmis par conduction <b>(w).</b>
$\epsilon_p$	Coefficient d'émission d'infrarouge de l'absorbeur.
$\epsilon_c$	Périmètre mouillé de la conduite <b>(m).</b>
$\delta$	Epaisseur de l'élément de la plaque absorbante <b>(m).</b>

## Liste des figures

Numérotation	Figures
Figure I.1	Un chauffe-eau solaire à thermosiphon.
Figure I.2	Transfert thermique par convection.
Figure I.3	écoulement d'un fluide en régime laminaire.
Figure I.4	écoulement d'un fluide en régime turbulent
Figure I.5	Rayonnement directe, diffus, réfléchi et globale.
Figure I.6	les coordonnées géographiques d'un site.
Figure I.7	chauffe-eau solaire.
Figure I.8	<i>Types de chauffe –eau solaire.</i>
Figure I.9	CE thermosiphon Monobloc.
Figure I.10	CES thermosiphons à éléments séparés.
Figure I.11	ballon de stockage
Figure I.12	Capteurs plans sans vitrage
Figure I.13	<i>Capteurs à tubes sous vide.</i>
Figure I.14	Capteur plan de type vitré.
Figure I.15	Circulateur (Pompe).
Figure I.16	La vase d'expansion.
Figure I.17	Les robinets de vidanges.
Figure I.18	Le clapet anti-retour.
Figure I.19	Schéma d'une machine frigorifique.
Figure II.1	Phénomène de conduction thermique
Figure III.1	Circuit électrique équivalent relatif à un capteur solaire plan.
Figure III.2	Coupe du capteur et évolution de la température de la plaque en fonction de X.
Figure IV.1 :	L'influence du rendement instantané du capteur en fonction de l'éclairement solaire G.
Figure IV.2	L'influence de la température ambiante sur le rendement instantané du capteur.
Figure IV.3	l'influence de la vitesse de vent sur le rendement instantané.
Figure IV.4	L'influence de température d'entrée du fluide sur le rendement instantané.
Figure IV.5	l'influence de pas entre la tuyauterie sur le rendement instantané du capteur.
Figure IV.6	L'influence de la conductivité thermique de l'isolant sur le rendement instantané.
Figure IV.7	l'influence de l'éclairement solaire sur la température de sortie du fluide.
Figure IV.8	L'influence de la température ambiante sur la température de sortie du fluide.
Figure IV.9	l'influence de d'ébit d'eau sur la température de sortie du fluide.
Figure IV.10	l'influence de la température d'entrée du fluide sur la température de sortie du fluide.

## Liste des figures

<b>Figure IV.11</b>	l'influence de la conductivité thermique de l'isolant sur la température de sortie.
<b>Figure IV.12</b>	l'influence de l'éclairement solaire sur la puissance du capteur.
<b>Figure IV.13</b>	l'influence de la température ambiante sur la puissance du capteur.
<b>Figure IV.14</b>	l'influence de la vitesse du vent sur la puissance du capteur.
<b>Figure IV.15</b>	l'influence de la conductance globale K sur la puissance du capteur.
<b>Figure IV.16</b>	la variation de l'éclairement solaire pendant une année à Ghardaïa.
<b>Figure IV.17</b>	la puissance produite par le capteur dans une année à Ghardaïa.
<b>Figure IV.18</b>	la variation de température de la sortie du fluide en fonction de débit d'eau pendant les mois d'année à Ghardaïa.
<b>Figure IV.19</b>	La puissance produite par le capteur aux mois de fonctionnement.
<b>Figure IV.20</b>	La puissance frigorifique produite par le capteur aux mois de fonctionnement.
<b>Figure IV.21</b>	La Puissance globale produite par les panneaux solaire.
<b>Figure IV.22</b>	Le cout des deux machines pour un prix unitaire d'électricité de 0.04 \$.
<b>Figure IV.23</b>	Le cout des deux machines pour un prix unitaire d'électricité de 0.1\$
<b>Figure IV.24</b>	Le cout des deux machines pour un prix unitaire d'électricité de 0.2\$.

### Liste des tableaux :

Tableau 1 : la conductibilité des matériaux utilisés comme absorbeur.

Tableau 2 : les caractéristiques des revêtements des surfaces d'absorbeurs.

Tableau 3 : Quelques propriétés des isolants utilisés.

Tableau 4 : Le cout de l'installation.

# **INTRODUCTION GENERALE**

# Introduction Générale

---

Le monde s'est industrialisé et les besoins en énergie se multiplient de façon exponentielle pour soutenir tant l'évolution économique que les besoins en termes de confort et de consommation des populations. Actuellement, l'exploitation de nouvelles énergies est devenue nécessaire pour subvenir aux besoins actuels de l'humanité : il faut trouver des alternatives aux sources énergétiques actuelles, soit trouver une alternative à notre mode de civilisation même. Sans énergie, c'est tout notre quotidien qui disparaît.

A cet effet et pour mieux assurer les besoins de l'humanité en énergie, il est de rigueur d'utiliser rationnellement les énergies d'origines fossiles et de développer les énergies renouvelables qui sont permanentes et propres.

L'énergie solaire qui est l'une des énergies nouvelles les plus facilement exploitables plus performantes les unes que les autres, a connu ces dernières années un grand essor de par la diversité de ses applications et l'intérêt qu'elle suscite à travers le monde. Cependant, le prix élevé de l'énergie solaire par rapport à celui des sources d'énergie conventionnelles constitue un handicap face à l'expansion tant attendue de l'utilisation de l'énergie solaire.

Dans le cadre de ce travail, nous allons nous intéresser à l'exploitation de l'énergie solaire par voie thermique en utilisant un capteur solaire pour la production de l'eau sanitaire chaude par le chauffe-eau solaire, et du froid par la machine frigorifique à absorption, en étudiant les effets des paramètres internes et externes sur le rendement et la température de sortie du capteur solaire.

Nous subdivisons notre travail en quatre chapitres, à savoir :

- Le premier chapitre est consacré à des généralités sur les chauffe-eau-solaire et les machines frigorifiques à absorption ainsi que la description de chaque composant des deux systèmes et leurs principe de fonctionnement.
- Le deuxième chapitre est consacré à l'état d'art sur les chauffe-eau-solaires et les machines frigorifiques à absorption, nous allons citer dans le présent chapitre les principaux travaux effectués sur leurs modélisations théoriques et leurs expérimentations.
- Dans le troisième chapitre nous étudierons les différents échanges thermiques mis en jeu au sein de notre chauffe-eau-solaire afin d'entamer le calcul des performances énergétiques en utilisant les équations régissant le comportement thermique.
- Le dernier et quatrième chapitre est consacré aux résultats, interprétation et présentation des courbes.

**CHAPITRE I**  
**GENERALITES SUR LES DEUX**  
**SYSTEMES ETUDIEES**

## Introduction

Transformer l'énergie solaire en eau chaude ou en froid, c'est aujourd'hui la meilleure façon de concilier la haute technologie avec une utilisation propre des ressources naturelles. Le principe d'une chauffe-eau-solaire ou d'une machine frigorifique à absorption repose sur la captation de l'énergie produite par les rayons du soleil et l'exploitation de cette énergie pour produire de l'eau chaude sanitaire ou le froid solaire. Ainsi, les chauffe-eau-solaires sont considérés comme une solution d'avenir.

Ce présent chapitre contient un bref rappel sur les modes de transfert thermique, des généralités sur les chauffe-eau-solaires ; différents types et les principaux composants, une dernière partie est consacrée au machine frigorifique à absorption.

## 1-Rappels sur les modes de transfert thermique

L'existence d'un écart de température entre deux systèmes, quel que soit le milieu qui les partage même le vide, fait intervenir un échange d'énergie connu couramment sous le nom de « transfert de chaleur »

Il existe trois modes de transfert de chaleur qui coexistent presque dans tous les systèmes :

- Par conduction
- Par convection
- Par rayonnement

### 1.1. Transfert de chaleur par conduction

Le phénomène de la conduction de la chaleur existe dans tous les corps, solides ou fluides, c'est un transfert par contact sans mouvement de matière. Il correspond à un accroissement de l'énergie de vibration du réseau cristallin pour les solides, et à une transmission d'énergie cinétique opérée par les chocs entre les molécules pour les fluides. [1]

En tout point du milieu s'applique une équation dite « équation de chaleur » qui traduit le mécanisme local du transfert, elle lie les grandeurs  $T$  « température »,  $t$  « temps » et  $(x, y, z)$  « variables d'espace ». Cet équation est donnée sous sa forme unidimensionnelle par :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$



Ou «  $a$  » est la diffusivité thermique du matériau.



Figure I.1 : Phénomène de la conduction thermique.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de FOURIER ; liant linéairement entre la densité du flux thermique est le gradient de température. Ce phénomène répond à la loi de Fourier sous la forme générale :

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \nabla^2 T + q^m \quad (2)$$

Ou  $\rho$ ,  $\lambda$ ,  $C_p$ , et  $q^m$  représentent respectivement la masse volumique, la conductivité thermique du matériau, la capacité thermique massique et la densité volumique du flux développé dans l'échantillon. En faisant les hypothèses suivantes :

$\lambda$  constant.

Pas de puissance dissipé  $q^m = 0$

Régime permanent  $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$  et flux monodimensionnelle  $\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$

On va trouver une forme simplifié de telle que la loi soit :

$$\varphi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3)$$

Avec :

$\varphi$  = flux de chaleur transmis par conduction [W]

$\lambda$  = conductibilité thermique du milieu [ $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

$x$  = variable d'espace dans la direction du flux [m]

$S$  = aire de la section de passage du flux de chaleur [ $m^2$ ]. [2]

## 1.2. Transfert de chaleur par convection [3]

Le transfert de chaleur par convection s'effectue dans les milieux fluides, plus précisément dans les échanges thermiques entre une paroi et un fluide en mouvement. Suivant la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue :

- **La convection naturelle (libre)** : ou le mouvement du fluide est dû à l'action simultanée des différences des températures qui existe dans le milieu et d'un champ de forces massiques.
- **La convection forcée** : ou le mouvement du fluide est induit par un moyen mécanique

(Pompes, ventilateur, etc....).

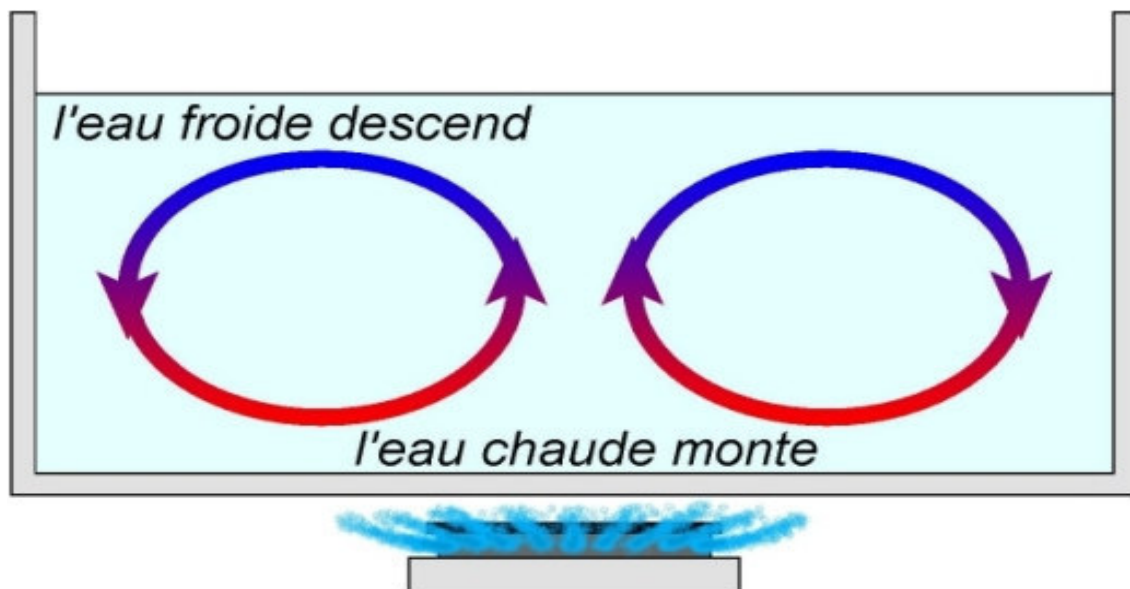


Figure I.2 : Transfert thermique par convection.

### Régime d'écoulement

#### • Régime laminaire

L'écoulement s'effectue en lames (couches) superposées pratiquement indépendantes ; les échanges qui s'effectuent entre eux sont d'origine moléculaire.

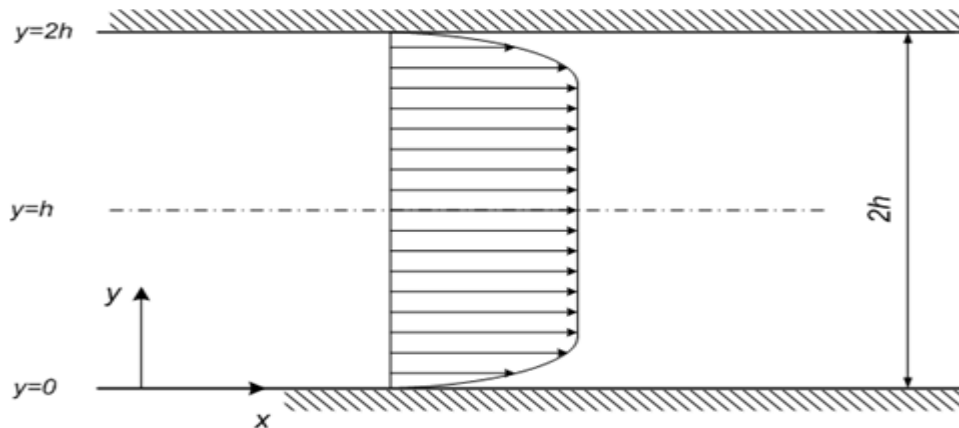


Figure I.3 : écoulement d'un fluide en régime laminaire.

#### • Régime turbulent

L'écoulement n'est pas unidimensionnel ; les particules fluides sont en mouvement aléatoire, dans ce cas la diffusion transversale est très importante.

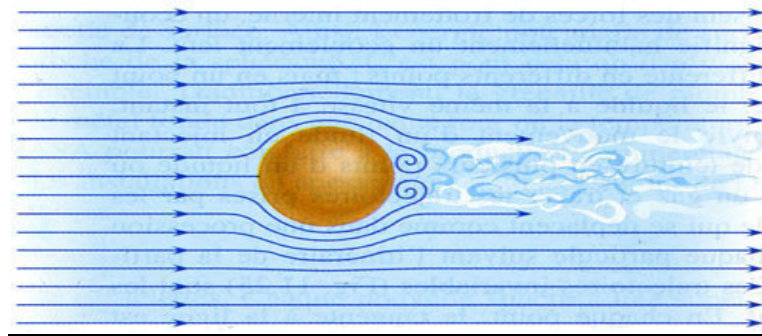


Figure I.4 : écoulement d'un fluide en régime turbulent

#### Expression de flux de chaleur

Pour un écoulement de surface  $S$  ayant une température  $T$  le flux de chaleur s'écrit :

$$\varphi = h S (T - T_f) \quad (4)$$

Où  $h$  est appelé coefficient d'échange par convection. ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )

$T_f - T$  : Différence de température entre la paroi et du fluide.

#### • En convection naturelle

Dans le cas de la convection naturelle le flux est une fonction des caractéristiques du fluide, de la longueur, de la paroi et l'écart de la température.

En introduisant l'analyse adimensionnelle on déduit une relation entre trois nombres :

$$\text{Nu} = c (\text{Gr} \text{Pr})^m \quad (5)$$

Ou : **nombre de Nusselt**  $Nu = \frac{h D}{\lambda}$

**Nombre de Grashof**  $Gr = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2}$  (6)

**Nombre de Prandtl**  $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$  (7)

Le calcul de flux de chaleur transmis par convection naturelle suit les étapes suivantes :

1. Calcul des nombres adimensionnels **Gr** et **Pr**.
2. Suivant la valeur du nombre de **Gr** on choisit de la corrélation correspondante.
3. Calcul du nombre de **Nu** en appliquant la corrélation choisie
4. Calcul du coefficient d'échange par convection **h** :

$$h = \frac{Nu \lambda}{D} \quad (8)$$

5. Calcul du flux transmis  $\phi$  :

$$\phi = h S (T_p - T_\infty)$$

#### • En convection forcée

Dans le cas de la convection forcée la relation liant le flux de chaleur transféré aux différents variables peut être simplifiée à la forme d'une relation entre trois nombre adimensionnels :

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Avec le nombre de Reynolds  $Re = \frac{\rho D U_m}{\mu}$  (9)

On peut distinguer, en fonction du nombre de Reynolds **Re**, les types d'écoulements suivants :

- écoulement laminaire pour **Re < 2000**
- écoulement intermédiaire pour **2000 < Re < 3000**
- écoulement turbulent pour **Re > 3000**

Le calcul de flux de chaleur transmis par convection forcée suit les étapes suivantes :

1. Calcul des nombres adimensionnels **Re** et **Pr** ;
2. Suivant la valeur du nombre de Reynolds **Re** on fait le choix de la corrélation Correspondante.
3. Calcul du nombre Nu en appliquant la corrélation choisie

4. Calcul du coefficient  $h$  :

$$h = \frac{Nu \lambda}{D} \quad (10)$$

5. calcul de flux transmis  $\phi$  :

$$\phi = h S (T_P - T_\infty).$$

### 1.3. Transfert de chaleur par rayonnement [4]

Par définition, le transfert se fait par rayonnement électromagnétique. Quelle que soit sa température, un corps émet un rayonnement thermique, celui-ci est plus ou moins intense selon cette température. La longueur d'onde à laquelle est émise ce rayonnement dépend aussi de cette température. Ainsi, le rayonnement thermique émis par le Soleil est situé principalement dans le visible. Des corps plus froids comme les mammifères émettent quant à eux dans l'infrarouge. La loi dite loi du déplacement de Wien permet de donner la longueur d'onde du maximum d'émission en fonction de cette température.

Ce mode de transfert est le seul à se réaliser dans le vide, cas du rayonnement solaire arrivant sur Terre. Néanmoins, celui-ci se réalise aussi dans les fluides (l'air par exemple) et dans certains solides (verre).

*Exemples de transfert par rayonnement* : système de chauffage dit par radiant ; le soleil.

La loi de Stefan-Boltzmann (ou loi de Stefan) permet de quantifier ces échanges. La puissance rayonnée par un corps est donnée par la relation :

$$P = \varepsilon S \sigma T^4 \quad (11)$$

Avec :

- $\sigma$  : constante de Stefan-Boltzmann ( $5,6703 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ ) ;
- $\varepsilon$  : émissivité, indice valant 1 pour un corps noir et qui est compris entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau ;
- $S$  : superficie du corps ;
- $T$  : température du corps (en kelvin).

Si le corps récepteur réfléchit certaines longueurs d'ondes ou est transparent à d'autres, seules les longueurs d'onde absorbées contribuent à son équilibre thermique. Si par contre le corps récepteur est un corps noir, c'est-à-dire qu'il absorbe tous les rayonnements électromagnétiques, alors tous les rayonnements contribuent à son équilibre thermique.

## 2. Le Rayonnement Solaire [5]

Le soleil est une vaste centrale nucléaire de la variété de fusion qui développe la puissance énergétique sous forme d'élément chauffant à un taux de  **$3.8 \cdot 10^{23}$  kilowatts**.

La terre reçoit quotidiennement un flux important d'énergie solaire. La puissance de ce rayonnement est fonction de plusieurs critères; conditions météorologiques, diffusion atmosphérique (phénomènes de dispersion, de réflexion et d'absorption).

A la distance moyenne du soleil à la terre (environ  **$150 \times 10^6$  kms**), une surface hors atmosphère, normale au rayonnement solaire reçoit environ  **$1367 \text{ W/m}^2$** . Cet éclairement est appelée constante solaire.

Seulement une partie de cette énergie arrive au sol sous différentes formes. Ainsi, on définit :

### a. Le rayonnement direct

Le rayonnement direct ou la composante directe du rayonnement solaire est celui incident sur un plan quelconque en provenant d'un angle solide autour du disque solaire. Il parvient en ligne droit et par temps clair.

### b. Le rayonnement diffus

C'est la composante du rayonnement solaire incidente sur un plan récepteur après avoir été diffusée par les nuages, les poussières, les aérosols et le sol et subissant le phénomène de multi-réflexions. Elle parvient ainsi de toute la voute céleste.

### c. Le rayonnement global

Le rayonnement global correspond à la somme des deux composantes du rayonnement solaire définit précédemment à savoir la composante directe et diffuse.

### d. Le rayonnement réfléchi

C'est le rayonnement émis par la surface terrestre sous forme réfléchi ou diffuse. Il dépend directement de la nature du sol. Il est négligeable pour les systèmes photo-thermiques sauf pour le fort albédo du sol (neige) et au facteur de trouble atmosphérique élevé (vent de sable).

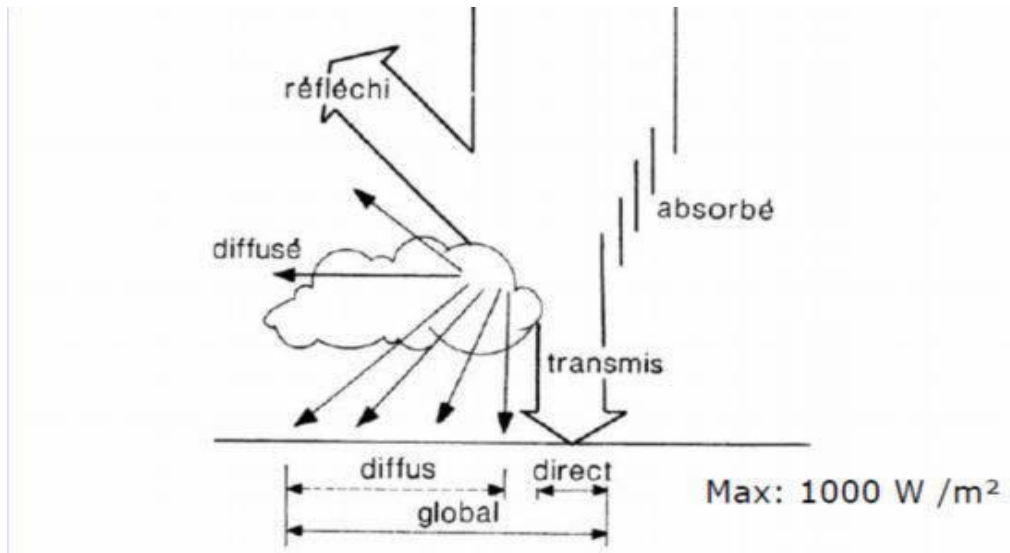


Figure I.5: Rayonnement directe, diffus, réfléchi et globale.

## 2.1. Les coordonnées géographiques d'un site [5]

Tout point de la sphère terrestre peut être repéré par deux coordonnées, appelées coordonnées terrestres, à savoir la latitude  $\varphi$  et la longitude  $L$

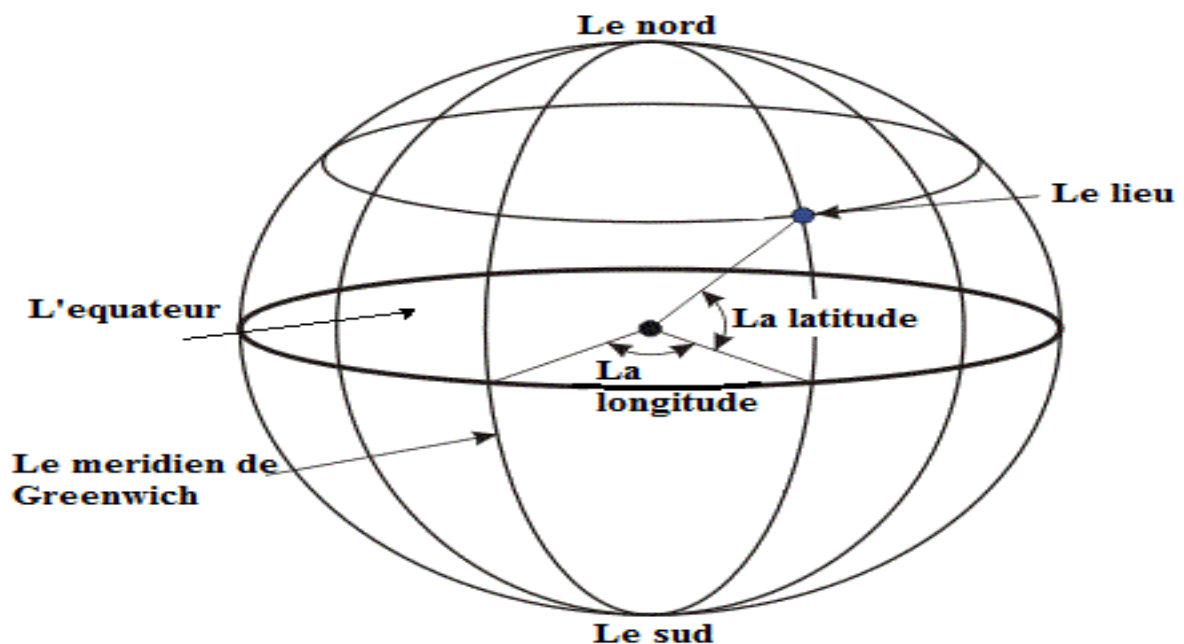


Figure I.6 : les coordonnées géographiques d'un site.

### 2.1.1. La latitude du lieu $\varphi$

C'est l'angle que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu et le plan équatorial. Elle varie de  $-90^\circ$  au pôle Sud à  $+90^\circ$  au pôle Nord

$\varphi < 0$	L'hémisphère Sud.
$\varphi > 0$	L'hémisphère Nord.
$\varphi = 0$	Sur le plan de l'équateur.

### 2.1.2. La longitude du lieu $L$

C'est l'angle entre le plan méridien passant par ce lieu et le plan méridien origine (Greenwich  $0^\circ$ )

### 2.1.3. La déclinaison du soleil ( $\delta$ )

Correspond à l'angle formé par le plan équatorial et la direction terre soleil. Elle varie suivant l'équation de Cooper

$$\delta = 23,45 \cdot \sin \left( (284 + Nj) \cdot \frac{360}{365} \right) \quad (12)$$

Avec,  $Nj$  : le numéro du jour de l'année (1<sup>er</sup> janvier=1)

Elle varie de  $-23,45^\circ$  au solstice d'hiver à  $+23,45^\circ$  au solstice d'été, et elle est nulle aux équinoxes

### 2.1.4. La hauteur du soleil ( $h$ )

Elle correspond à l'angle formé par le vecteur directionnel du soleil et sa projection sur le plan horizontal, elle vaut  $0^\circ$  au lever et coucher du soleil et elle prend sa valeur maximale ( $90^\circ$ ) à midi solaire. Elle est évaluée par la relation suivante :

$$\sin h = \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \omega + \sin \delta \cdot \sin \varphi \quad (13)$$

La hauteur maximale du soleil correspond à  $\omega = 0$ , obtenu à midi en temps solaire vrai elle est évaluée par la relation suivante :

$$h_{max} = 90 - (\varphi - \delta) \quad (14)$$

### 2.1.5. L'azimut du soleil ( $a$ )

Il correspond à l'angle formé par la projection de la direction du soleil sur le plan horizontal et le méridien du lieu. Il est compté positivement vers l'est et négativement vers l'ouest. Il est donné par la relation suivante :

$$\sin a = \frac{\cos \delta \cdot \sin \omega}{\cos h} \quad (15)$$



### 2.1.6. L'inclinaison du plan $\beta$

Correspond à l'angle que fait le plan du capteur avec l'horizontale. Le calcul de l'angle d'inclinaison se fait en déduisant la déclinaison du soleil de la latitude géographique du lieu de l'emplacement du capteur. En général, il correspond à la latitude de l'emplacement plus ou moins **10 à 15°**. Il est recommandé d'employer un angle d'inclinaison plus élevé à la latitude de **10 à 15** degrés durant les mois d'hiver lorsque la trajectoire du soleil est basse dans le ciel (position hivernale). Par contre, en été (position estivale), lorsque la trajectoire du soleil est plus haute dans le ciel, il faut employer un angle d'inclinaison moins élevé à la latitude de moins **10 à 15** degrés.

## 2.2. Les temps solaires

### 2.2.1. Le temps solaire vrai (TSV)

Le soleil tourne dans le plan de l'équateur de **360°** en **24 heures**, soit **15°** par heure, il existe ainsi une relation simple reliant le temps solaire vrai  $TSV$  et l'angle horaire  $\omega$

$$\omega = 15. (TSV - 12) \quad (16)$$

Avec  $\omega$  l'angle horaire correspond à l'angle compris entre la projection du soleil sur le plan équatorial et la méridienne origine du lieu considéré passant par le sud.

### 2.2.2. Le temps solaire moyen (TSM)

La durée du jour solaire vrai varie selon les époques de l'année. On introduit alors la notion de temps solaire moyen (**TSM**) qui varie de  $\pm$  **16mn** par rapport au temps solaire vrai (**TSV**) ce qui correspond à l'équation de temps. TSM est donnée par la relation suivante :

$$TSM = TSV - ET \quad (17)$$

Ou  $ET$  est le terme correctif appelé équation de temps. Cette quantité peut être calculée par la formule suivante :

$$ET = -0,0002 + 0,4197 \times \cos(0,984j) - 7,3509 \times \sin(0,984j) - 3,2265 \times \cos(2 \times 0,984j) - 9,3912 \times \sin(2 \times 0,984j) - 0,0903 \times \cos(3 \times 0,984j) - 0,3361 \times \sin(3 \times 0,984j) \quad (18)$$

### 2.2.3. Le temps universel (TU)

Le temps universel est égal au temps solaire moyen de la méridienne origine (méridien de Greenwich). Il est exprimé ainsi :

$$TU = TSM + \frac{L}{15} \quad (19)$$

Avec  $L$  la longitude exprimé en degré et les temps en heure.

### 2.2.4. Temps légal (TL)

L'heure légale correspond à l'heure que nous lisons aux horloges, elle est donnée par la relation suivante :

$$TL = TU + C_1 + C_2 \quad (20)$$

Ou

$C_1$  est le décalage horaire par rapport au Greenwich

$C_2$  correspond à l'heure d'été et d'hiver, s'il y a lieu.

### 2.2.5. Lever et coucher du soleil

L'angle horaire au lever et au coucher du soleil correspond à  $h = 0$ , en remplaçant dans la formule (13), on trouve :

$$\omega = \arccos(-\tan \delta \cdot \tan \varphi) \quad (21)$$

Selon la relation (16) l'heure solaire au lever du Soleil a donc pour expression :

$$(TSV) = 12 - \frac{\omega}{15} \quad (22)$$

## 3-chauffe-eau solaire [6]

Un chauffe-eau solaire est un dispositif de captation de l'énergie solaire destiné à fournir partiellement ou totalement de l'eau chaude sanitaire .ce type de chauffage permet habituellement de compléter les types de chauffage de l'eau exploitant d'autres sources énergétiques (électricité, énergies fossiles, biomasse,...) dans certaines conditions il permet de les remplacer totalement. L'énergie solaire étant parfaitement renouvelable, ce remplacement permet de limiter efficacement les émissions de gaz à effet de serre ou la production de déchets nucléaires.



Figure I.7 : chauffe-eau solaire.

### 3.1. Types de chauffe-eau solaire

L'énergie interceptée par le capteur solaire et convertie en chaleur est transmise au fluide caloporteur et elle est transférée vers un réservoir de stockage. Ainsi, selon la nature de circulation du fluide, on distingue deux systèmes de CES (Chauffe-eau solaire) :

- Chauffe-eau solaire à thermosiphon.
- Chauffe-eau solaire à circulation forcée.

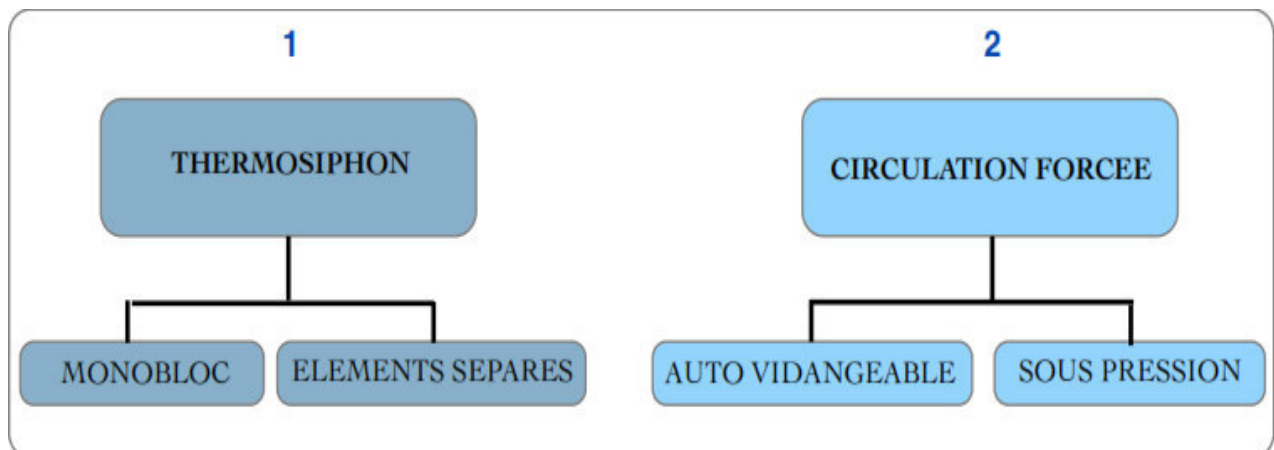


Figure I.8 : Types de chauffe –eau solaire.

#### 3.1.1. CES à thermosiphon

Ce type des CES (Chauffe-eau solaire) fonctionne en utilisant des phénomènes naturels tels que le rayonnement solaire et la gravité. Sous l'effet du rayonnement solaire, l'eau dans le collecteur chauffe, il devient plus léger (moins dense) donc il s'élève naturellement dans le circuit (selon le principe de gravitation) et permettant à l'eau plus fraîche (froide) qui est

plus lourde (plus dense) de s'enfoncé vers le bas des circuits vers le bas du collecteur, ce qui provoque la circulation. Dans tout le système, c'est l'effet thermosiphon. Le réservoir de stockage doit être fixé plus haut que les capteurs selon une hauteur prédéfinie pour que l'effet thermosiphon puisse se produire.

Selon la disposition du ballon de stockage par rapport aux capteurs on distingue les CES thermosiphon Monobloc et les CES thermosiphon à éléments séparés.

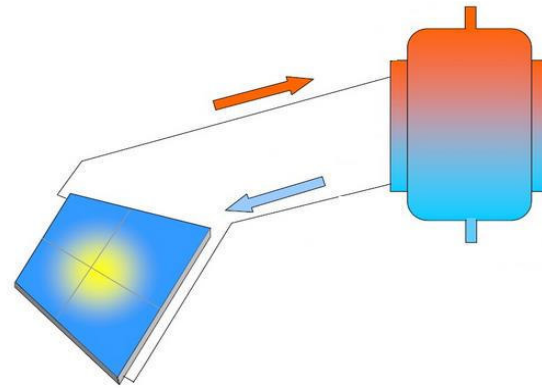
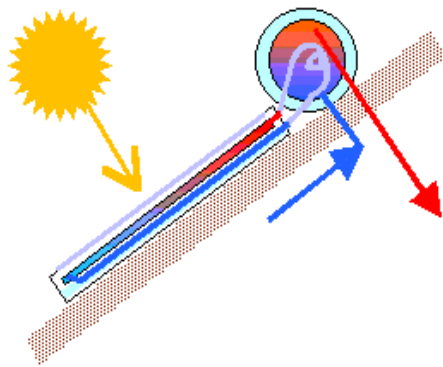


Figure I.9 : CE thermosiphon Monobloc

Figure I.10 : CES thermosiphons à éléments séparés

### 3.1.2. CES à circulation forcée

Ce type offre regroupe les chauffe-eau solaires qui font appel à un circulateur pour transférer l'eau chauffée dans le collecteur depuis le capteur solaire vers le ballon de stockage, et donne plus de possibilités par rapport au système à thermosiphon quant à l'emplacement du ballon, celui-ci ne devant plus être nécessairement placé au-dessus des capteurs, ce qui permet de s'adapter plus facilement aux contraintes du bâtiment, et aussi le débit plus élevé du fluide caloporteur assure des températures plus basses dans tout le circuit primaire réduisant ainsi les pertes thermiques, améliorant ainsi le rendement. Plusieurs types systèmes sont utilisés :

- Systèmes directs
- Systèmes à échangeur
- Systèmes vidange able

#### • *Systèmes directs*

C'est un dispositif qui est utilisé dans les régions où il n'existe pas de risque de gel ou dont l'usage est saisonnier (maison de vacances, camping estival...) dans ce cas, les parties extérieures de l'installation devront être impérativement vidangées pendant les périodes

hivernales (il est à noter que la température à l'intérieur des capteurs peut être inférieure de quelques degrés à la température extérieure).

- ***Systèmes à échangeur***

Il n'est pas très utilisable maintenant mais son principe est d'utiliser un fluide caloporteur approprié, par conséquent, la partie extérieure de l'installation est protégée contre le gel.

- ***Systèmes vidange-ables***

Un réservoir récupère l'eau qui circule dans le circuit dès que le circulateur arrête de fonctionner : l'eau du panneau coule ainsi dans le réservoir, remplacée par l'air présent dans le circuit. En cas de gel, pas besoin de protection puisque la partie du réseau à l'extérieur n'est plus en eau, mais remplie d'air. On évite donc le fluide caloporteur antigel, c'est ce que recherchent les adeptes de cette solution.

### **3.2. Comparaison entre les deux types de CES**

- **Prix du chauffe-eau solaire : avantage pour le thermosiphon**

Le chauffe-eau solaire en thermosiphon fonctionnant tout seul sans pompe ni régulateur, il est le moins cher des deux systèmes.

- **Installation du chauffe-eau solaire : avantage pour le thermosiphon**

L'installation d'un chauffe-eau solaire en thermosiphon est plus simple qu'un chauffe-eau solaire en circulation forcée (pas de régulateur, de pompe et ni de vase d'expansion à poser) et nécessite donc moins de main d'œuvre.

- **Durée de vie d'un chauffe-eau solaire : avantage pour le thermosiphon**

Le régulateur et la pompe d'un système à circulation forcée sont les premières causes de panne. Sans ces éléments " fragiles", le chauffe-eau solaire à thermosiphon simplifie grandement la maintenance et améliore nettement la durée de vie du système solaire.

- **Flexibilité d'installation : avantage pour la circulation forcée**

C'est le gros point fort du chauffe-eau solaire en circulation forcée par rapport au chauffe-eau solaire à thermosiphon, le ballon solaire pouvant se positionner (presque) partout, particulièrement en-dessous du capteur à thermosiphon.

**□ Utilisation : avantage pour un CES à circulation forcée**

Par rapport à un CESI (Chauffe-eau solaire individuel) à thermosiphon qui peut être utilisé qu'à titre individuel. Les CES à circulation forcée sont employés généralement pour les utilisations collectives ou industrielle, et ils peuvent être dotés de plusieurs capteurs.

**□ Performance : avantage pour la circulation forcée**

Léger avantage du chauffe-eau solaire à circulation forcée, surtout dans la zone à faible ensoleillement ou la perte de chaleur dans le ballon est plus rapide dans le ballon à thermosiphon et où le régulateur permet de récupérer le maximum d'apport solaire.

### **3.3. Les composants d'un CES**

Un chauffe-eau solaire est constitué de plusieurs organes principaux et secondaires. Les organes Secondaires sont : une pompe (circulateur), un vase d'expansion, un dispositif de chauffage d'appoint, les robinets de vidanges.

#### **3.3.1. Les organes Principaux**

- Le ballon de stockage.
- Le capteur solaire.

#### **I - Ballon de stockage :**

Est un élément indispensable dans une installation de production d'eau chaude solaire, afin d'assurer le fonctionnement de chauffe-eau solaire. Il permet de stocker une importante quantité d'eau chaude venant des capteurs qui sera utilisé selon les besoins. Elle peut être installée horizontalement ou verticalement.

Pour certaines implantations des ballons de stockage avec des températures basses, on utilise des ballons avec échangeur interne (intégré) pour éviter les risques de gel dans les canalisations et dans l'échangeur à plaques. Dans ce cas les canalisations d'eau froide et d'eau chaude doivent être isolées efficacement un attention particulier est portée à la tenue en température des ballons d'eau chaude sanitaire.

Certains produits sont garantis uniquement si la température de stockage est inférieure ou égale à **60°C**. Tenue en température minimale de **80°C** est nécessaire pour les ballons de stockage solaire.

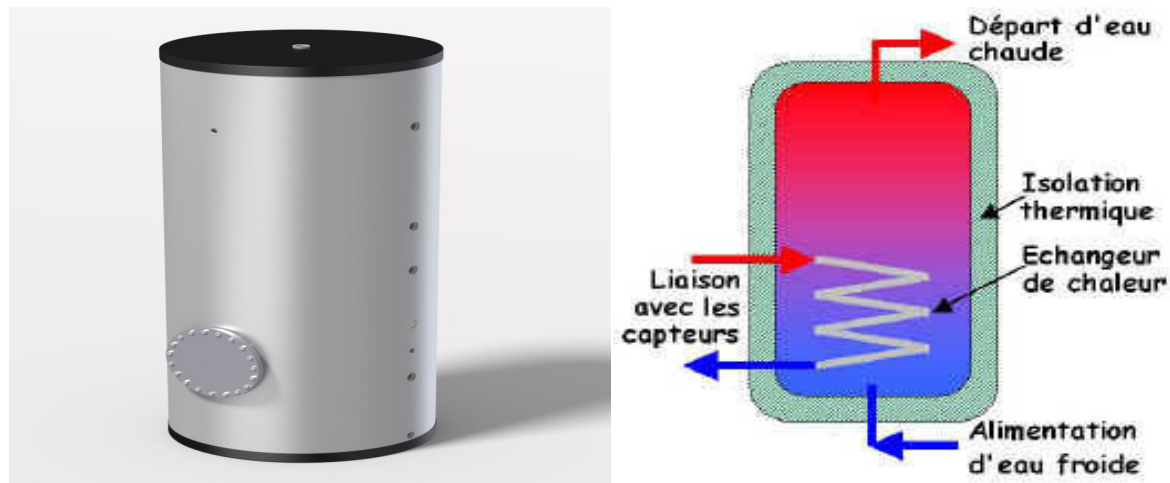


Figure I.11 : ballon de stockage.

### ➤ Le revêtement

Différents types de revêtement peuvent être utilisés pour les réservoirs de stockage, le critère essentiel étant la résistance à la corrosion. Le boiler en acier inoxydable est donc le préféré, mais toutefois les réservoirs de stockage en cuivre et en acier émaillé avec anode de protection conviennent également et sont à un coût inférieur. Deux grands types d'anodes de protection existent :

- **L'anode sacrificielle au magnésium** : l'anode au magnésium sert à protéger la cuve de la corrosion. Elle se corrode à la place de votre cuve : en s'oxydant, elle se détruit petit à petit à la place des parois de la cuve. La durée de vie de réservoir dépend directement de la durée de vie de son anode. Il faut la remplacer lorsqu'il ne reste que 25 % de la partie consommable de l'anode.

- **L'anode à courant imposé** : se compose d'un alliage de titane insoluble, est une solution de rechange à l'anode sacrificielle, qui doit être remplacée dès que son diamètre original est réduit de moitié ou qu'une partie de son cœur en acier est exposée.

### ➤ L'isolation

La qualité de l'isolation du ballon de stockage revêt une grande importance donc le but est de minimiser au maximum les pertes thermiques au niveau de capteur. Ainsi on dispose un isolant sur les faces latérales et arrière du capteur. Cet

isolant doit avoir une bonne tenue aux grandes températures (supérieures à **150°C**) en cas d'arrêt de circulation du fluide en période estivale.

On parle de matériau isolant lorsque le coefficient de conductivité thermique ( $K$ ) est inférieur à **0.065W/(m.K)**. Plus cette valeur  $K$  est faible, moins la chaleur traversa le matériau et donc plus grand sera son pouvoir isolant.

## **II- Les capteurs solaires**

Un capteur solaire (panneau solaire) est un dispositif d'une installation solaire destiné à récupérer une partie de l'énergie solaire pour la convertir en : soit énergie thermique et le transférer à un fluide caloporteur (air, eau), ou en énergie électrique.

### **Types de capteur solaire :**

Il existe non seulement plusieurs manières de fournir de l'énergie solaire, mais également différentes méthodes pour capter l'énergie solaire provenant d'un rayonnement incident. Il existe différents types de capteurs solaires thermiques selon le type d'application considéré, la nature de l'élément caloporteur utilisé et le niveau de température qu'ils permettent d'atteindre.

#### **II.1. Les capteurs sans vitrage**

Les capteurs plans sans vitrage c'est le modèle le plus simple, plus économique mais le moins performant. Ils sont habituellement fabriqués en un plastique noir (absorbeur), qui a été stabilisé afin de résister aux rayons ultraviolets, sur laquelle sont collés plusieurs tubes porteurs de fluide caloporteur. Comme ces capteurs ne possèdent pas de vitrage (pas isolés sur la face avant) ces capteurs conviennent mieux à des applications à basse température (inférieure à **30 °C**). Parce qu'ils n'ont pas de vitrage, ces capteurs absorbent une grande partie de l'énergie solaire, parce qu'ils ne sont pas isothermes, une grande partie de la chaleur absorbée est perdue lorsqu'il y a du vent et que la température extérieure n'est pas assez chaude. Brassé par de l'air chaud, ces capteurs absorbent la chaleur échangée en particulier au cours de la nuit lorsque la température est élevée en présence du vent à l'extérieur.

Le domaine d'utilisation principal de ce type de capteurs est le chauffage des piscines extérieures.





**Figure I.12 : Capteurs plans sans vitrage**

## **II.2. Capteur sous vide**

Les capteurs solaires "sous vide" sont composés d'une série de tubes en verre transparents. Dans chaque tube il y a une plaque absorbante pour capter le rayonnement solaire et un échangeur pour favoriser le transfert de l'énergie thermique. Les tubes sont mis sous vide (le vide représente une excellente isolation) pour minimiser les pertes thermiques convectives de la plaque absorbante (Toute perte de chaleur par convection est pratiquement supprimée). La plaque absorbante reçoit un traitement sélectif pour empêcher le rayonnement à ce dissipé sous forme de grande longueur d'onde. Les Pertes thermiques de ces capteurs sont nettement moindres.



**Figure I.13 : Capteurs à tubes sous vide.**

### II.3. Capteurs vitrés [7]

Les capteurs plans de types vitrés sont très répandus et ils existent sous forme de capteurs à circulation d'eau et sous forme de capteurs à air. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où les températures souhaitées se situent entre  $30^{\circ}\text{C}$  et  $70^{\circ}\text{C}$ . Les capteurs à circulation d'eau sont plus couramment utilisés pour la production de l'eau chaude sanitaire à l'échelle individuelle ou collective, pour un usage industriel, ainsi que pour les piscines intérieures.

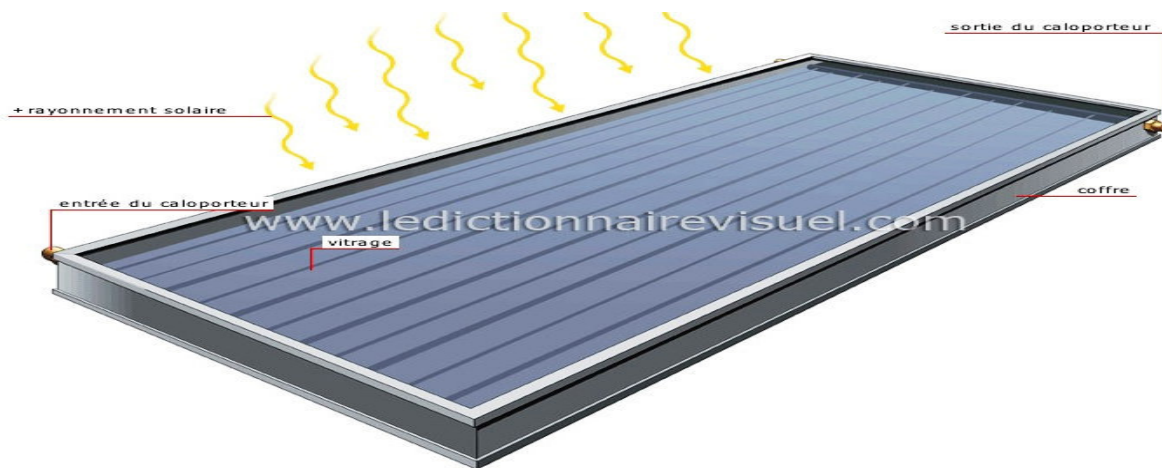


Figure I.14 : Capteur plan de type vitré.

#### Composants du capteur vitré

Chaque ensemble capteur est constitué :

- D'une couverture transparente.
- D'un absorbeur avec revêtement de surface.
- D'une isolation thermique.
- D'un cadre (un coffre).
- D'un fluide caloporteur.

##### a) La couverture transparente

La couverture transparente a le rôle d'assurer l'absorption la plus grande quantité de rayonnement solaire. Elle est l'élément par lequel se fait le maximum d'échange d'énergie, elle joue un rôle essentiel qui est de permettre le phénomène de <<l'effet de serre>> elle doit pour cela transmettre la plus grande partie possible du rayonnement solaire incident, et absorber les rayons infrarouges provenant de l'absorbeur. Elle doit aussi isoler une couche fine d'air au-dessus de l'absorbeur, de

façon à limiter les échanges convectifs, ces échanges entre l'absorbeur et la couverture varient avec la distance qui les sépare. De façon contradictoire, elle est donc par l'effet de serre à l'origine de l'échauffement de l'absorbeur.

Le verre sécurisé est généralement le matériau le plus répandu pour la couverture transparente des capteurs solaires à cause de ses propriétés optiques (verre sécurisé : faible en oxyde de fer). Néanmoins sa tenue aux chocs ne peut être assurée en fonctionnement qu'au prix d'une épaisseur élevée (4 parfois 6 mm). Il a deux inconvénients majeurs : son poids et les risques de casse accidentelle en transport, en manutention ou lors de la pose.

En général tout vitrage est caractérisé par son coefficient de transmission et son coefficient de réflexion.

### b) L'absorbeur

C'est l'élément essentiel du capteur solaire. Il a pour rôle d'absorber le rayonnement solaire, ensuite le transformer en chaleur et enfin transmettre cette chaleur au fluide caloporteur. Ses principales qualités sont :

- Un bon coefficient d'absorption.
- Une bonne conductivité thermique.
- Une bonne résistance à la corrosion.

Le choix du matériau et le mode de construction a une grande influence sur la qualité du capteur. Du fait de leurs conductivités élevées, les absorbeurs sont généralement en cuivre, en acier ou en aluminium.

Au tableau 1 sont données les caractéristiques de divers métaux pouvant être utilisés comme absorbeur :

**Tableau 1 : la conductibilité des matériaux utilisés comme absorbeur**

<b>Matière</b>	<b>Conductibilité (W/m<sup>2</sup>.K)</b>
<b>Cuivre</b>	<b>380</b>
<b>Aluminium</b>	<b>230</b>
<b>Acier</b>	<b>52</b>

Pour diminuer les pertes par rayonnement, les absorbeurs sont souvent revêtus d'une couche sélective. Pour la plupart des capteurs, le revêtement sélectif est obtenu à partir de nickel et de chrome.

Les modes de revêtements les plus courants sont donnés au tableau 2 :

**Tableau 2 : les caractéristiques des revêtements des surfaces d'absorbeurs.**

Revêtement	Coefficient d'absorption	Coefficient d'émission
Peinture noir	0.92-0.97	0.95
Chrome noir sur cuivre	0.95	0.14
chrome noir sur acier	0.91	0.07

### Isolation thermique

Le capteur doit être isolé thermiquement avec des matériaux appropriés. Ceux-ci doivent avoir un faible coefficient de conductivité thermique, afin de limiter les pertes thermiques par conduction à travers les faces postérieures et latérales du capteur plan. L'isolation doit généralement avoir une épaisseur de l'ordre de **5 à 10 cm**. Les matières isolantes utilisées sont soit des laines minérales, soit des matières synthétiques (de laine de verre, mousses expansives de polyuréthane ou polystyrène). Elle doit résister aux hautes températures atteintes à l'intérieur du capteur. Pour choisir un matériau isolant, les paramètres suivants doivent être considérés :

- La masse volumique ;
- La température maximale d'utilisation en régime permanent ;
- La résistance au feu. Aux rongeurs et à la putréfaction ;
- La sensibilité à l'humidité et son coût.

Les propriétés des isolants les plus utilisés sont citées au tableau 3 :

**Tableau 3 : Quelques propriétés des isolants utilisés**

Isolant	Conductivité thermique (W/m <sup>2</sup> .K)	Tmax (°C)
Laine de verre	<b>0.041</b>	<b>150</b>
Laine de roche	<b>0.05</b>	<b>150</b>
Polystyrène	<b>0.039</b>	<b>85</b>
Polyuréthane	<b>0.027</b>	<b>110</b>

### c) Le fluide caloporteur

Le fluide caloporteur a pour mission de transporter la chaleur de la source à l'utilisation. Le fluide idéal devrait avoir les propriétés suivantes :

- Être assez fluide pour diminuer les pertes de charge.

- Avoir une grande capacité thermique par unité de volume, pour transporter la chaleur avec le plus petit débit possible.
- Ne pas être corrosif pour les différentes parties du circuit.
- Supporter les températures limites dans le système **-25 à 140 °C** pour les capteurs solaires plans, **0 à 110 °C** dans les installations de chauffage.
- Ne pas porter atteinte à l'environnement en cas de fuites.
- Etre disponible à un prix abordable.

Le fluide le plus utilisé dans les installations de chauffage est l'eau. Ce fluide, à une grande capacité thermique, est à bon marché et ne nuit pas à l'environnement.

#### d) Le cadre

Le cadre doit résister aux agressions des conditions extérieures, aux contraintes intérieures et aux chocs éventuels lors du transport et du montage. Il doit donc être solide, tout en étant le plus léger possible. Le cadre du capteur est en aluminium ou en acier. Le cadre des capteurs intégrés en toiture est protégé des intempéries et peut ainsi être valablement réalisé en bois.

### 3.3.2. Les organes secondaires

#### ➤ Une pompe (circulateur)

Nécessaire si le ballon est plus bas que le capteur solaire (systèmes circulation forcée), son rôle est d'assurer la circulation du fluide caloporteur dans le système.



Figure I.15 : Circulateur (Pompe).

➤ **Une vase d'expansion**

Est un élément important d'une installation solaire, la vase d'expansion placé généralement du côté aspiration de la pompe de circulation, il permet d'absorber les variations de volume et de récolter la totalité du fluide caloporteur expulsé des capteurs en cas de surchauffe.



Figure I.16 : La vase d'expansion.

➤ **Un dispositif de chauffage d'appoint**

Peut être intégré au réservoir, sous forme d'une résistance électrique ou de liaison à une chaudière à gaz, au fioul ou au bois. Il est utile lorsque l'énergie solaire ne suffit pas aux besoins.

➤ **Les robinets de vidanges**

Des robinets de vidange et de remplissage devront être placés au point le plus bas du circuit solaire et sur l'arrivée d'eau froide afin de pouvoir effectuer la vidange complète de l'installation.



Figure I.17 : Les robinets de vidanges.



➤ **Le clapet anti-retour**

Un organe qui permet d'empêcher toute circulation en sens inverse (par gravité) qui déchargerait le ballon de stockage solaire de sa chaleur.



**Figure I.18 : Le clapet anti-retour.**

➤ **Soupape de sécurité**

La soupape de sécurité sert à limiter la pression maximale dans le circuit primaire, les soupapes de sécurité sont constituées d'un boîtier en laiton et peuvent être associée à un manomètre, habituellement les soupapes de sécurité ont des pressions d'ouverture de **4 à 6 Bars**.

➤ **Les purgeurs**

Des purgeurs doivent être installés au moins au point le plus élevé du circuit et au raccordement de la conduite venant des capteurs, à l'entrée de l'accumulateur, c.-à-d. à l'endroit où la conduite est munie d'un siphon thermique. Ceci facilite le remplissage complet de l'installation. D'autres purgeurs sont nécessaires selon le tracé de la conduite. Les installations de grandes dimensions ont besoin en outre de bouteilles d'air.

### **3. Principe de fonctionnement [5]**

Une partie du rayonnement solaire qui arrive sur la vitre la traverse pour atteindre la plaque absorbante. Cette dernière s'échauffe et transfère la chaleur au fluide caloporteur qui circule dans les tubes. Comme tout corps qui s'échauffe, l'absorbeur émet un rayonnement (essentiellement dans l'infrarouge) qui est réfléchi par la vitre, c'est le principe de « l'effet de serre ». L'isolant a pour fonction de minimiser les déperditions thermiques avec l'extérieur.

En effet, la grande partie de l'énergie absorbée doit être transmise au fluide, il faut donc minimiser les pertes avec l'environnement proche.

## **4. Les Machines frigorifiques**

Une machines frigorifique, est une machine thermodynamique destinée à assurer le froid d'un local ou d'un système à partir d'une source de chaleur externe dont la température est supérieure à celle du local ou du système à refroidir.

C'est donc un système de froid qui transfère des calories d'un milieu à haute niveau de température vers un milieu où la température doit être inférieur.

Les machines à absorption sont les systèmes frigorifiques thermiques les plus répandus dans le monde.

### **4.1. Les composants de la machine à absorption [8]**

Les machines à absorption solaire comporte quatre éléments essentiels ; un absorbeur, un bouilleur, un condenseur, et un évaporateur et des éléments intermédiaires ; une pompe ; un détendeur et un capteur solaire.

#### **5.1.1. Le condenseur**

Le condenseur c'est un échangeur de chaleur dans le quelle fluide froid provoque un changement de phase du fluide chaude qui passe de l'état vapeur à l'état liquide (production d'un film liquide en contact avec la surface d'échange). Ils servent à évacuer la chaleur prélevée à l'évaporateur plus l'équivalent thermique de la compression.

#### **5.1.2. L'évaporateur**

L'évaporateur est un échangeur de chaleur qui utilise un fluide chaud pour faire passer le fluide de l'état liquide à l'état vapeur. Un film de vapeur à la surface d'échange est créé.

Dans toute machine frigorifique évaporateur est l'appareil qui sert à prélever la chaleur à une source froide. On rappelle que l'évaporateur du circuit à haute température joue le rôle de condenseur pour le circuit à basse température dans un système cas cade .On ne pourra jamais dissocier un évaporateur de son système



d'alimentation en fluide frigorigène. De plus, chaque appareil selon sa technologie propre, est justiciable d'un système de détente particulier.

### 5.1.3 Le bouilleur

Le bouilleur est un échangeur de chaleur dans lequel s'effectue la séparation des vapeurs de l'eau de bromure de lithium, pour que cette réaction ait lieu, nous fournissons au bouilleur de l'énergie, par l'intermédiaire de l'eau chaude provenant des capteurs solaires. Le bouilleur dit aussi séparateur est un échangeur de chaleur multitubulaire, composé d'un ensemble de tubes se trouvant dans une calandre entre les quels l'eau chaude circule, l'ébullition s'effectue à l'intérieur des tubes.

### 5.1.4. L'absorbeur

L'absorbeur est constitué d'un faisceau de tubes dans les quels circule l'eau de refroidissement. La solution riche admise par la partie supérieure et circule vers le bas à l'extérieur des tubes d'eau. La vapeur d'eau est admise par la partie inférieure est monte à contre-courant pour augmenter l'efficacité de l'absorbeur. L'eau de refroidissement circule dans l'espace entre les tubes et la calandre à contre-courant de la solution. La solution enrichie dans enceinte cylindrique située en pied de colonne.

### 5.1.5. Le détendeur

Le réfrigérant condensé s'écoule dans cet appareil où il subit une détente isenthalpique supposée parfaite. Cette hypothèse donne :

$$h_e = h_s$$

$h_e = h_s$  : Enthalpies massiques respectives entrée et sortie détendeur.

### 5.1.6. La pompe de solution

Elle assure la circulation du mélange riche en réfrigérant du puits de solution vers le générateur, à travers l'échangeur. Elle est dimensionnée de manière à permettre le passage de basse à haute pression, et à s'opposer aux pertes de charge dans le circuit et l'échangeur de solution.

## 5.2. Avantages et inconvénients des machines à absorption [9]

### 5.2.1. Avantages

Les principaux avantages des machines à absorption sont :

- Pas de fluide frigoporteur nocif pour l'environnement.
- Pas de compression mécanique (et peu de pièces en mouvement) donc limitation du bruit et des vibrations.
- Maintenance simplifiée.
- Coût énergétique intéressant par rapport à l'électricité.
- Fiabilité et durée de vie (les machines à absorption ont une durée de vie estimée de **25** à **30ans**, ce qui est largement supérieur à la durée de vie des machines à compression mécanique).

### 5.2.2. Inconvénients

- Rendement énergétique faible de l'ordre de **0,5** à **0,8**
- Nécessité de grande surface de captation
- Existence d'une température seuil minimum de fonctionnement
- Coût d'investissement important à cause de la cherté des capteurs à haute performance
- Utiliser à l'heure actuelle uniquement pour produire des grandes puissances frigorifiques.
- 

## 5.3. Les performances d'une machine à absorption :

Le choix des fluides utilisés conditionne les performances du cycle et ses conditions d'exploitation (pressions et matériaux en particulier). Le mélange **eau/NH<sub>3</sub>** permet d'atteindre des températures plus basses (le point d'ébullition du **NH<sub>3</sub>** est à **- 33 °C**). Dans le cas du mélange **Eau/LiBr**, l'effet frigorifique est procuré par l'évaporation de l'eau. Le point de congélation de l'eau (**0 °C**) limite donc l'application de ce mélange.

Les performances de la machine sont caractérisées par le **COP** : ratio entre la puissance fournie au bouilleur et la puissance frigorifique délivrée à l'évaporateur.

Celui-ci varie selon le type de fluide employé et les conditions d'utilisation (notamment la température de l'eau froide souhaitée). Les systèmes commercialisés ont généralement un **COP** variant entre **0,2** et **0,7** pour des machines à « simple effet d'absorption ».

#### 5.4. Fonctionnement de la machine frigorifique à absorption [10]

Du point de vue de l'évaporateur et du condenseur, le principe général de fonctionnement d'une machine à absorption est le même que pour un système de refroidissement à compression classique : A l'évaporateur, le liquide est vaporisé en récupérant de la chaleur d'un circuit à basse température. La vapeur est ensuite compressée pour atteindre un niveau de pression supérieur et se condense à haute température dans le condenseur. Dans le cas d'une machine à absorption, la compression de la vapeur n'est pas effectuée via un compresseur, mais grâce au couplage de deux composants : l'absorbeur et le générateur. Ainsi, la compression du réfrigérant est effectuée en utilisant une solution liquide réfrigérant/sorbant et une source de chaleur qui remplace la consommation électrique d'un compresseur électrique.

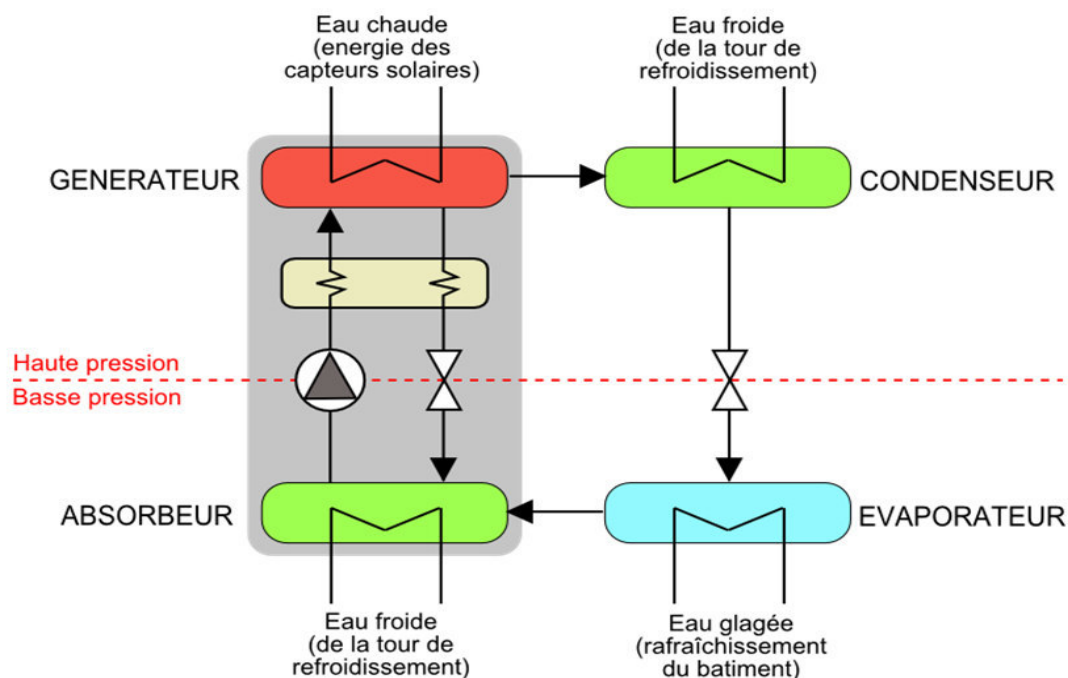


Figure1.19 : Schéma d'une machine frigorifique.

Le cycle à absorption passe par les étapes suivantes :

- Evaporation du réfrigérant dans l'évaporateur, ce qui a pour effet d'extraire la chaleur d'une source de chaleur à faible température. Cette étape est à l'origine du rafraîchissement utile et désiré du bâtiment.
- Le réfrigérant est ensuite dirigé vers l'absorbeur dans lequel il est absorbé par une solution concentrée d'absorbant. La chaleur latente d'absorption ainsi que la chaleur de mélange doivent être rejetés. Pour cela, une tour de refroidissement est habituellement utilisée.
- La solution diluée est ensuite pompée vers le générateur dans lequel l'énergie solaire est utilisée pour chauffer la solution au-dessus de son point d'ébullition. Ainsi, le réfrigérant et d'absorbant concentré sont séparés. Le réfrigérant sous forme vapeur et sous haute pression est envoyé vers le condenseur, et l'absorbant concentré est renvoyé vers l'absorbeur.

# **CHAPITRE II**

## **REVUE BIBLIOGRAPHIQUE**

**Introduction :**

Nous allons citer dans ce chapitre les principaux travaux effectués sur les chauffe-eau solaires, capteurs solaires et les machines frigorifiques à absorption pour la production d'eau chaude sanitaire (à partir de chauffe-eau solaire) et de froid (à partir de la machine frigorifique à absorption).

L'état de l'art des travaux de recherche effectués concernant les modélisations mathématique et expérimentales dans ce domaine est présenté dans ce chapitre.

**1. Revue bibliographique :**

Le Chauffe-eau solaire se caractérise par sa performance thermique et il dépend en grande partie de la transmission, l'absorption et la conduction de l'énergie solaire et la conductivité du fonctionnement de fluide. Le plan schématique d'un chauffe-eau solaire à thermosiphon typique est représenté dans **la Figure (II.1)**.



**Figure II.1 : Un chauffe-eau solaire à thermosiphon.**

Les performances d'un capteur se traduisent essentiellement par le rendement de ce dernier. En pratique, ce rendement est fonction de l'énergie utile qu'on cherche constamment à augmenter :

\* Par augmentation de la quantité d'énergie solaire reçue par l'absorbeur,

\* Par diminution des pertes de chaleur vers l'arrière du capteur (zones non réceptrices) et vers l'avant du capteur (entre l'absorbeur et l'ambiance).

L'augmentation de la chaleur reçue par l'absorbeur a été étudiée par de nombreux chercheurs:

**Ong [11] (1974)** : a réalisé deux études [11] et [11b], pour évaluer l'exécution thermique d'un chauffage par thermosiphon. Il a équipé un système relativement réduit avec cinq thermocouples sur le fond des tubes de l'eau et six thermocouples sur le fond de la plaque collectrice. Un total de six thermocouples, ont été insérés dans le réservoir de stockage et un mètre d'écoulement de la masse de traceur de colorant a été utilisé. Les études d'Ong semblent être les premières ont détaillé ceux sur un système thermosiphon.

**Kudish [12] et al** : dans leur étude ils ont mesuré le débit de thermosiphon directement en adaptant une technique de laboratoire simple et bien connue, un dispositif de niveau constant, à un capteur solaire en mode de thermosiphon. Les données d'écoulement de thermosiphon recueillies ont été utilisées pour construire une courbe standard d'essai d'efficacité, de ce fait prouvant que cette technique peut être appliquée pour les collecteurs d'essai en mode de thermosiphon. En outre, ils ont déterminé l'efficacité instantanée de collecteur en fonction de l'heure.

**Morrison et Braun [13]** : ont étudié des caractéristiques de modèle et d'opération de système du chauffage par thermosiphon avec le réservoir de stockage vertical ou horizontal. Ils ont constaté que l'exécution de système est maximisée quand le débit quotidien de collecteur est approximativement égal à l'écoulement quotidien de charge, et le système avec le réservoir horizontal n'a pas donné les mêmes résultats comme celui vertical.

La Stratification thermique dans le réservoir de stockage est le mécanisme d'entraînement pour le chauffe-eau solaire à thermosiphon qui a été analysé expérimentalement et numériquement par **de nombreux chercheurs [14,15]**. Cette étude a établi un design du réservoir de stockage qui permet à la caractéristique de rendement évacuation de la chaleur du système complet d'être optimisé. Le Système de chauffage eau solaire nécessite une protection contre le gel du collecteur solaire (dans les climats froids ou dans des endroits sujets à basse température du ciel nocturne). La configuration la plus commune et plus efficace protection contre le gel est un glycol / eau mélange de propylène dans un circuit de capteur en boucle fermée avec un échangeur de chaleur entre le collecteur et le réservoir de stockage ou il va eu un certain nombre d'enquêtes sur des circuits de capteurs en boucle

fermée dans les chauffe-eau solaires avec des échangeurs de chaleur internes ou externes classiques à base de coquille et de tube ou arrangements de bobines par **de nombreux chercheurs [16,17,18]**. Ces systèmes en boucle fermée ont une performance satisfaisante, mais ils sont coûteux et difficiles à construire.

**Hobson et Norton [19]** : dans leur étude ont développé une courbe caractéristique pour un chauffe-eau directement de chauffage d'énergie solaire de thermosiphon d'individu obtenu à partir des données de **30** essais de jours. En utilisant une telle courbe, la fraction solaire annuelle calculée était conforme bien à la valeur correspondante calculée de la simulation numérique. En outre, l'analyse était prolongée, et ils ont produit une méthode simple mais relativement précise de conception pour les chauffe-eau directs d'énergie solaire de thermosiphon.

**Shariah et Shalabi [20]** : ont étudié l'optimisation des paramètres de conception pour un thermosiphon SWH pour deux régions en Jordanie représentée par deux villes, à savoir Amman et Aqaba par l'utilisation du programme de simulation de TRNSYS. Leurs résultats indiquent que la fraction solaire du système peut être améliorée par **10-25%** quand chaque paramètre étudié est choisi correctement. On l'a également constaté que la fraction solaire d'un système installé dans Aqaba (climat chaud) est moins sensible à quelques paramètres que la fraction solaire d'un système semblable installé à Amman (climat doux).

**Benkhelifa [21]** : à présenter un modèle mathématique permettant de calculer les pertes thermiques vers l'avant d'un capteur solaire plan. Il a exploité un programme de calcul pour étudier l'influence de quelques paramètres physiques et géométriques sur le coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur. Ainsi, il a montré que le coefficient de pertes thermiques vers l'avant augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur, de la température de la plaque absorbante et du coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, et il diminue avec l'augmentation de la distance entre l'absorbeur et le vitrage.

**Chaurasia et al [22]** : a effectué des expériences pour concevoir et développer un système de chauffe-eau solaire avec un faible coût en utilisant du béton. La température de l'eau chaude obtenue dans cette étude variait entre **36 °C** à **58 °C**. Ce type de capteurs est très utile pour des applications à faible température ménage. Cela peut être utilisé par des architectes pour concevoir le toit du bâtiment qui peut servir de collecteur solaire à faible coût pour fournir de l'eau chaude à températures modérées dans les bâtiments pour répondre à diverses fins au cours du jour.



**Ahmed-Zaid et al [23]** : Dans cette étude expérimentale, par la simulation de l'énergie solaire, ils ont cherché à améliorer le couple « Rendement - Ecart de température » du capteur en introduisant des chicane (obstacles) lesquelles sont déposées dans la veine dynamique du capteur. Les transferts thermiques, la température de sortie et le rendement du capteur sont nettement améliorés.

**Karaghoulis et Alnaser [24]** : ont étudié l'exécution de l'unité de chauffage de l'eau pour plusieurs thermosiphon durant des jours ensoleillés et nuageux. Des expériences ont été réalisées pour plusieurs mois et des paramètres tels que l'ensoleillement, l'énergie solaire d'entrée et de sortie la température de l'eau, l'énergie utile collectée par le système et le rendement instantané du système, l'énergie moyenne recueillie par les systèmes ont été discutés. La cote de rendement global d'un chauffe-eau solaire à thermosiphon compte tenu de la performance thermique du système pendant la phase de l'énergie collecteur et la perte de refroidissement du système.

**Zerrouki et al [25]** : ont analysés les caractéristiques du système de circulation naturelle telles que le débit de masse, l'augmentation de la température du fluide et la plaque absorbante afin de valider les résultats expérimentalement avec le modèle théorique.

**Cruz et al [26]** : ont étudié expérimentalement la forme trapézoïdale, Cette forme de trapèze section transversale stratification thermique induit dans l'eau stocker et fournit de stockage d'énergie suffisante pour répondre à la demande quotidienne d'eau chaude. Ces résultats expérimentaux ont été validés par des études de simulation. Les résultats ont révélé que le total des économies d'énergie par la présente conception trapézoïdale était autour de 30-70%.

**Belessiotis et mathioulakis [27]** : ont mené des expériences sur le thermosiphon et ont comparé les résultats avec la simulation. La méthodologie proposée a été jugée utile dans la phase de conception du système pour optimiser la performance De même, la performance du système d'eau chaude a été analysé expérimentalement et les résultats validés à l'aide de simulation par **Henden et al (28)**.

**Joshi et al [29]** : ont proposé des méthodes dynamiques afin de réduire au minimum la durée d'essai, éviter des mesures étendues et effectuer des essais dans toutes les conditions atmosphériques .L'essai d'intérieur sous un simulateur solaire fournit un service idéal pour commander de divers paramètres environnementaux indépendamment. Il est, cependant, très

cher. De plus, la simulation réaliste de la température extérieure réelle du ciel est rarement réalisée en conditions d'intérieur. Par conséquent, l'essai extérieur est préféré.

**Jaisankar et al [30]** : ont étudié le transfert de chaleur et les caractéristiques de facteur de friction du système chauffe -eau solaire a thermosiphon muni de hélicoïdale bande tordu. Les résultats ont prouvé que le coefficient de frottement augmente avec la bande tordue inscrits et il y a aussi une augmentation significative dans le transfert de chaleur ce qui augmente finalement l'efficacité du système. L'étude Expérimentale sur les inserts hélicoïdaux gauche-droite de bandes tordues a conclu que l'efficacité thermique globale du système est plus pour les torsions gauche-droite par rapport aux bandes hélicoïdales.

**Ong Li Jing et al [31]** : l'utilisation excessive de combustibles fossiles en Malaysia libère des gaz nocifs qui peuvent causer de graves problèmes environnementaux. Cette étude présente une solution pour baisser la consommation de combustibles fossiles et les problèmes environnementaux qui est dans l'utilisation des chauffe- eau solaires (et l'énergie solaire). Le résultat révèle que l'utilisation des chauffe- eau solaires en Malaisie peut économiser **2milliards** de kWh d'électricité et notamment prévenir les émissions de **1 560 370 tonnes CO<sub>2</sub>**, **11 830 tonnes SO<sub>2</sub>** et **4930 tonnes NO<sub>x</sub>** par an.

**Promparn Sae-Jung et al [32]**: cet article est réalisé en Thaïlande donne des modèles mathématiques et l'étude expérimentale pour la prédiction de la température de l'eau chaude produite par le chauffe – eau solaire thermosiphon. À partir d'une étude expérimentale pendant 7 jours, l'efficacité thermique moyenne a été estimée environ **56,43%**. la température moyenne de l'eau à l'entrée est de **55,92 °C**, la température moyenne de sortie pendant les 7 jours est de **68,62 °C** et la température moyenne des captures de **59,08 °C**. Enfin les résultats obtenus ont confirmées la compétitivité et la rentabilité des chauffe eau solaires thermosiphon dans les conditions météorologiques en Thaïlande.

**Tabet Ismail [33]**: l'objectif de ce travail est l'amélioration des performances des capteurs solaires. Des nombreuses innovations techniques permettent d'augmenter le rendement des panneaux thermiques et hybride PVT, telles que; diminuer les pertes thermiques par l'utilisation des tubes transparents "sous vide", amélioration des échanges thermiques par des assemblages tubes-ailettes, l'ajout des systèmes de concentration du rayonnement solaire sur les capteurs solaires et aussi permet d'obtenir des très grandes performances.

Une étude des différents types de capteurs et des applications solaires thermiques est présentée par **Soteris A. Kalogirou**. [34] Dans un premier temps, une analyse de là les problèmes environnementaux liés à l'utilisation de sources d'énergie conventionnelles sont présentées et les avantages offerts par les renouvelables systèmes d'énergie sont décrits. Une introduction historique dans les utilisations de l'énergie solaire est tentée suivie d'une description des différents types de capteurs, y compris plaque plane, parabolique composé, tube sous vide, cylindre-paraboliques, lentille de Fresnel, parabolique plat et collectionneurs de terrain héliostats. Ceci est suivi par une analyse optique, thermique et thermodynamique des collecteurs et une description des méthodes utilisées pour évaluer leur performance. Des applications typiques des différents types de capteurs sont présentées afin de montrer au lecteur l'étendue de leur applicabilité. Ceux-ci comprennent le chauffage solaire de l'eau, qui comprennent thermosiphon, stockage de collecteur intégré, systèmes directs et indirects et des systèmes d'air, le chauffage et le refroidissement des locaux, qui comprennent, le chauffage des locaux et le service de l'eau chaude, les systèmes d'air et d'eau et les pompes à chaleur, la réfrigération, la chaleur industrielle, qui comprennent l'air et de l'eau et les systèmes de production de vapeur, le dessalement, les systèmes d'énergie thermique, qui comprennent le creux parabolique, tour de puissance et les systèmes de vaisselle, fours solaires et les applications de la chimie. Comme on le voit systèmes d'énergie solaire peut être utilisé pour un large éventail de applications et offrent des avantages significatifs, par conséquent, ils devraient être utilisés chaque fois que possible.

Une étude expérimentale du rendement d'une pompe à bulles pour la réfrigération d'absorption par diffusion (DAR) des systèmes a été réalisée par **Slimane Gabsi** [35] qui a débuté par les caractéristiques et les conditions de fonctionnement de la pompe à bulles déterminent l'efficacité des systèmes DAR. Un dispositif expérimental fonctionnant en mode continu a été conçu, construit et exploité avec succès comme une pompe à bulles. Des expériences ont été mises en place par **Mahmoud Bourouis** et **Khaoula Hidouri** en modifiant certains des paramètres qui affectent la performance de la pompe à bulles. Les résultats expérimentaux ont montré que la performance de la pompe à bulles est principalement dépendante de l'apport de chaleur d'entraînement et le rapport de submersion. Apports de chaleur d'entraînement appliqué se situent entre 20 W et 200 W pour une taille appropriée des tubes de pompe. Trois rapports de submersion ont été testés, à savoir 25%, 35% et 45%. Les résultats obtenus ont montré qu'un écoulement oscillant est présent dans le fonctionnement de la pompe à bulles et la fréquence d'oscillation augmente avec

l'augmentation du rapport de submersion. Le débit massique moyen du réfrigérant (ammoniac) pompé augmente avec l'augmentation de la puissance de chauffage ; cependant, les taux de débit massique des solutions riches et pauvres étaient fonction du régime d'écoulement. En outre, les résultats expérimentaux ont été utilisés pour déterminer la puissance de chauffage optimal pour les différents rapports de submersion examinés dans cette étude. La puissance de chauffage optimal se situait entre 30 W et 130 W pour un rapport de submersion de 25% et de 30 W à 80 W pour les rapports de 35% et 45% de submersion.

### **3. Conclusion :**

Une étude détaillée de la littérature sur les chauffe-eau solaires a été réalisée et elle nous a permis d'avoir un aperçu concis des développements dans les domaines clés des technologies pour améliorer les performances d'un système ou de concevoir un nouveau système. Ce qui suit sont les résultats de l'examen.

Le chauffe-eau solaire fonctionne en mode circulation naturelle et forcée. Du point de vue de l'utilisation, le chauffe-eau solaire à thermosiphon occupe une bonne position dans les applications domestiques en raison de sa facilité d'utilisation sans recours à l'utilisation de toute énergie externe. Ainsi, plus de recherches ont été lancées en chauffe-eau solaire thermosiphon pour améliorer leurs performances.

Les performances d'un capteur solaire dépendent en grande partie de la qualité d'absorption et de transmission de chaleur de la plaque absorbante ainsi, plusieurs recherches ont été lancées pour proposer de nouvelles dispositions des plaques absorbantes afin d'augmenter les performances des capteurs solaires.

Les performances d'un capteur solaire sont influencées par plusieurs paramètres. On trouve notamment :

- \*Les paramètres externes comme le rayonnement solaire, la température ambiante...etc.
- \*Les paramètres internes (paramètres de construction) comme l'absorbeur, la couverture, le fluide de travail et la qualité d'isolation.
- \* Les paramètres de position comme l'angle d'inclinaison du capteur.

**CHAPITRE III**  
**MODELISATION**  
**NUMERIQUE DE**  
**CAPTEUR SOLIAIRE**

## 1. Introduction

Afin d'arriver à simuler le comportement d'un capteur plan exposé aux rayonnements solaires à une position géographique et une période données nous devons en premier lieu établir les équations mathématiques et les bilans qui régissent les phénomènes thermiques dans le capteur solaire plan. Dans ce qui suit, on s'intéressera particulièrement à :

- Formuler des hypothèses pour simplifier nos calculs.
- Établir le bilan énergétique au niveau du capteur.
- Déterminer les différents coefficients des transferts thermiques ainsi que le coefficient d'échange global.
- Établir l'analogie électrique-thermique.
- Déterminer les différents facteurs relatifs à la géométrie de l'absorbeur.
- Établir un programme à l'aide du logiciel de simulation MATLAB afin de simuler le comportement du capteur plan à eau dans un environnement précis puis prévoir ses performances, et le coupler avec une machine frigorifique à absorption pour produire le froid.

### Hypothèses

Pour simplifier notre étude, un certain nombre d'hypothèses ont été considérées :

1. La surface du capteur est uniformément éclairée.
2. Le ciel est considéré comme un corps noir à la température  $T_{ciel}$ .
3. Chacun des éléments du capteur soit à une température homogène.
4. Régime permanent.
5. Capteur à inertie thermique négligeable (faibles masse des composants et chaleurs spécifiques).
6. La température de l'air environnant est homogène, par conséquent on considère que les pertes thermiques vers l'avant et l'arrière se font vers la même température ambiante.
7. L'effet de dépôt de la poussière et les masques sur le capteur sont négligeables.
8. Ecoulement de chaleur unidimensionnel.

Les hypothèses 4 et 5 font que le flux stocké dans le capteur est négligeable.

## 2. Rendement du capteur

### 2.1. Bilan énergétique du capteur

Soit  $Q_{sa}$  l'énergie solaire absorbée par un capteur, une partie de celle-ci est récupérée par le fluide caloporteur c'est l'énergie utile  $Q_u$ . Cette énergie peut être directement utilisée ou bien transférée vers un système de stockage (ballon d'eau chaude par exemple).

Un capteur solaire est aussi sujet à des pertes thermiques. Une partie de l'énergie absorbée est transférée vers l'environnement sous forme d'énergie thermique principalement par convection et rayonnement. Ces pertes seront notées  $Q_p$ .

Enfin si on s'intéresse à une période de mise en température du système (au démarrage par exemple) il faudra tenir compte de l'énergie absorbée par le capteur nécessaire à cette montée en température. Cette énergie notée  $Q_{st}$ , dépend de l'inertie thermique de l'installation. Ainsi le bilan thermique global s'écrit :

$$Q_{sa} = Q_u + Q_p + Q_{st} \quad (23)$$

Avec :

$Q_{st} = 0$ , donc l'équation du bilan devient :

$$Q_{sa} = Q_u + Q_p \quad (24)$$

Sachant que, l'énergie solaire absorbée par l'absorbeur  $Q_{sa}$  vaut :

$$Q_{sa} = \tau_c \cdot \alpha_p \cdot G_t \quad (25)$$

Avec :

$\tau_c$  : Facteur de transmission de la couverture transparente.

$\alpha_p$  : Facteur d'absorption de la plaque absorbante.

$G_t$  : L'éclairement global incident sur le capteur.

Le rendement instantané de capteur défini comme étant le rapport entre le flux utile récupéré, sur l'éclairement solaire global incident sur le capteur tel que :

$$\eta = \frac{\int Q_u dt}{\int G_t dt} \quad (26)$$

Si les conditions sont constantes sur une période de temps :

$$\eta = \frac{Qu}{Gt} \quad (27)$$

## 2.2. Les paramètres influant sur le fonctionnement de capteur solaire

Le rendement d'un capteur solaire plan est influencé par différents paramètres. On distingue :

### Paramètres externes

- Les paramètres d'ensoleillement : éclairage solaire global, la position géographique du lieu considéré (latitude), position du soleil et la durée d'insolation.
- La température extérieure sèche (Température ambiante).
- La vitesse du vent sur le capteur.

### Paramètres internes

- Les paramètres de position : L'inclinaison, l'orientation et l'emplacement du capteur.
- Dimensionnement du capteur : L'épaisseur, la longueur, le largeur et la surface.
- La section de passage du fluide et le nombre des tubes.

### Paramètres de fonctionnement

- La température d'entrée du fluide dans le capteur.
- Les températures des différents parties du capteur (Vitre, absorbeur...).
- Le débit du fluide caloporteur.

## 2.3. Calcul des pertes thermiques du capteur

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre les différents constituants du capteur solaire ainsi qu'avec le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur (Conduction, convection, rayonnement). On a trois catégories :

- Les pertes vers l'avant.
- Les pertes vers l'arrière.
- Les pertes latérales.



L'analogie électrique liée aux différentes résistances thermiques lors des échanges de chaleur effectués sur les différents éléments du capteur peut être ainsi adoptée pour effectuer l'analyse thermique. Le schéma du circuit équivalent est ainsi illustré sur la Figure suivante :

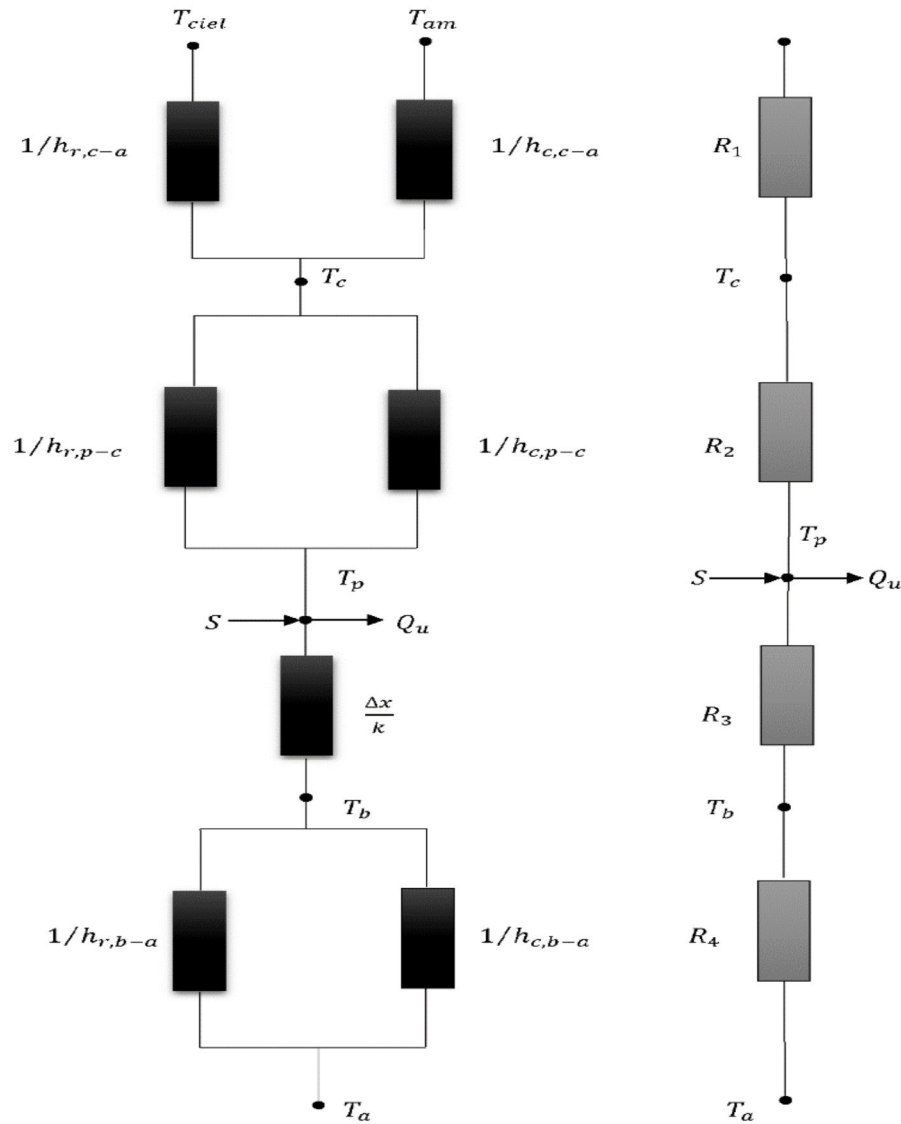


Figure III.1 : Circuit électrique équivalent relatif à un capteur solaire plan.

A partir du schéma électrique équivalent on définit :

**R1** : Résistance thermique entre le milieu ambiant et la vitre,

**R2** : Résistance thermique entre la vitre et l'absorbeur,

**R3** : Résistance thermique entre l'absorbeur et l'isolant,

**R4** : Résistance thermique entre l'isolant et le milieu ambiant.

### 2.3.1. Pertes à l'avant du capteur $R_{av}$

- La résistance thermique entre la vitre et le milieu extérieur  $R_1$

La résistance thermique est l'inverse de la conductance thermique.

#### ➤ Coefficient d'échange thermique par rayonnement $h_{r1}$

Comme le montre la figure (2.1), les pertes entre la vitre et le milieu extérieur sont dues essentiellement au transfert de chaleur par convection forcée et par rayonnement, si on considère le ciel comme un corps noir la puissance échangée par rayonnement est donnée :

$$Q_{r1} = h_{r1} (T_c - T_a) = \epsilon_c \sigma (T_c^4 - T_{ciel}^4) \quad (28)$$

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann.

$\epsilon_c$  : Coefficient d'émission infrarouge de la vitre  $\epsilon_c=0.83$

$$\text{Avec} \quad T_{ciel} = 0.0552 T_a^{1.5}. \quad (29)$$

$T_c$ : température de vitre (°C)

$$\text{Donc} \quad h_{r1} = \frac{\epsilon_c \sigma (T_c^4 - T_{ciel}^4)}{(T_c - T_a)} \quad (30)$$

#### ➤ Coefficient d'échange par convection forcée $h_{c1}$

Calcul du coefficient d'échange thermique par convection forcée en fonction de la vitesse du vent parallèle au capteur.

$$h_{c1} = 5.7 + 3.8 w \quad (31)$$

$w$  : vitesse du vent (m/s).

Donc la résistance thermique entre la vitre et le milieu extérieur est la somme de deux termes : une conductance due à la convection forcée en fonction de la vitesse du vent et une conductance due au phénomène d'échange radiatif entre la vitre et le milieu extérieur :

$$R_1 = \frac{1}{h_{c1} + h_{r1}} \quad (32)$$

- **La résistance thermique entre la vitre et l'absorbeur  $R_2$**

$R_1$  est la résistance thermique existant entre la vitre  $T_c$  et l'absorbeur  $T_p$ . Elle est en fonction de la conductance de la convection naturelle qui règne dans l'air confiné entre la surface absorbante et la conductance du phénomène d'échange radiatif intervenant entre la vitre et l'absorbeur.

- **Coefficient d'échange thermique par rayonnement  $h_{r2}$**

Comme le cas précédent, l'échange de chaleur entre les deux éléments se fait par convection et par rayonnement. La puissance échangée par rayonnement entre deux surfaces planes :

$$Q_{r2} = h_{r2} (T_p - T_c) = \frac{\sigma (T_p^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} \quad (33)$$

L'expression de  $Q_{r2}$  nous permet d'exprimer  $h_{r2}$  :

$$h_{r2} = \frac{\sigma (T_p^4 - T_c^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1\right) (T_p - T_c)} \quad (34)$$

Où,  $\varepsilon_p$  et  $\varepsilon_c$  : coefficients d'émission infrarouge respectivement de l'absorbeur et de la vitre

$\varepsilon_p = 0.95$  et  $\varepsilon_c = 0.83$ .

- **Coefficient d'échange thermique par convection naturelle  $h_{c2}$**

Pour le calcul du coefficient d'échange thermique par convection naturelle  $h_{c2}$  entre la plaque et la vitre on a :

$$Nu = \frac{h_{c2} D}{\lambda_a}$$

$$h_{c2} = \frac{Nu \lambda_a}{D} \quad (35)$$

$D$  : Espace entre l'absorbeur et la vitre (m).

Calcul de nombre du **Nusselt (Nu)** avec les corrélations empiriques :

$$\text{Si } Gr < 1700 + 47.8 i \quad \text{alors : } Nu = 1.013 \quad (36)$$

$$Gr > 80000 \quad \text{alors : } Nu = 2.5 + 0.0133 (90-i) \quad (37)$$

$$\text{Autrement} \quad Nu = [0.06 + 3 \times 10^{-4} (90 - i)] Gr^{0.33} \quad (38)$$

Avec  $Gr$  : le nombre de **Grashof**. Nombre sans dimension caractéristique le phénomène de convection naturelle :

$$Gr = \frac{\rho_a g (T_p - T_c) D^3}{\mu a^2 T} \quad (39)$$

$T$  : c'est la température moyenne de l'air confine entre l'absorbeur et la vitre avec :

$$T = \frac{T_p + T_c}{2} \quad (40)$$

Elle permet d'évaluer les caractéristiques de l'air ( $\rho_a$ ,  $\mu_a$ ,  $\lambda_a$ ).

$$\rho_a = \frac{1.293 \times 273}{T} \quad (41)$$

$$\lambda_a = (1.52071 \times 10^{-11} \times T^3) - (4.857 \times 10^{-8} \times T^2) + (1.0184 \times 10^{-4} \times T) - 3.9333 \times 10^{-4} \quad (42)$$

$$\mu_a = [(-1.363528 \times 10^{-14} \times T^3) + (1.00881778 \times 10^{-10} \times T^2) + (3.452139 \times 10^{-8} \times T) - 3.4747 \times 10^{-6}] \times \rho_a \quad (43)$$

Donc la résistance thermique  $R_2$  est exprimée :

$$R_2 = \frac{1}{hc_2 + hr_2} \quad (44)$$

La résistance thermique vers l'avant du capteur s'écrit :

$$R_{av} = R_1 + R_2 \quad (45)$$

### 2.3.2. Pertes à l'arrière du capteur $R_{ar}$

➤ **Résistance thermique entre l'absorbeur et l'isolant  $R_3$**

Il est souvent possible de négliger la résistance par convection devant celle due à la conduction au sein de l'isolant car les deux températures celle de l'isolant et de l'air ambiant sont très proche.

➤ **Résistance thermique entre l'isolant et le milieu ambiant  $R_4$**

Les pertes à l'arrière du capteur sont données par la relation de la résistance thermique entre l'isolant et le milieu ambiant :

$$R_{ar} = R_4 = \frac{e_i}{\lambda_i} \quad (46)$$

$\lambda_i$  : Coefficient de conductivité thermique de l'isolant (W/m.K).

$e_i$  : Epaisseur de l'isolant sur ses faces latérales (m).

### 2.3.3. Pertes par les faces latérales du capteur

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

$$R_{lat} = \frac{e_i}{\lambda_i} \frac{A_{lat}}{A_c} \quad (47)$$

$A_{lat}$  : Surface latérale du capteur (m<sup>2</sup>).

$A_c$  : Surface du capteur (m<sup>2</sup>).

### 2.3.4. La résistance globale

Si l'on suppose que toutes les pertes se font vers une température  $T_a$  (voir hypothèse simplificatrice numéro 6), alors en sommant les coefficients de pertes avant, latérales et arrière on obtient le coefficient de pertes globales  $R$  :

$$R = R_{av} + R_{ar} + R_{lat} = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_{lat}} \quad (48)$$

On pose:

$$K = K_{av} + K_{ar} + K_{lat} \quad (49)$$

$$K_{av} = \frac{1}{R1+R2} \quad (50)$$

$$K_{ar} = \frac{1}{R4} \quad (51)$$

$$K_{lat} = \frac{1}{R_{lat}} \quad (52)$$

On obtient l'expression de la densité du flux de chaleur total perdu comme ceci :

$$Q_p = K (T_p - T_a) \quad (53)$$

### 2.3.5. Vérification de la température de la vitre $T_c$

On peut écrire, en régime permanent, la somme des flux thermiques échangés par la vitre est nulle :

$$(hc1+hr1) (T_c - T_p) + (hc2 + hr2) (T_c - T_a) = 0 \quad (54)$$

Ou encore en utilisant les résistances thermiques :

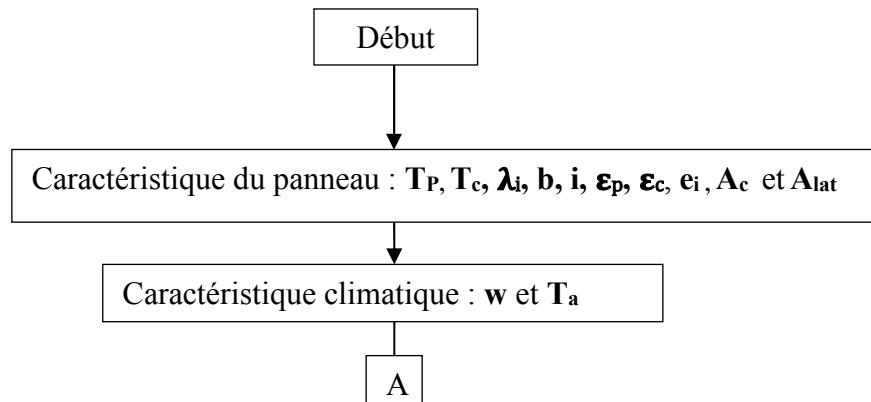
$$\frac{T_c - T_p}{R1} + \frac{T_c - T_a}{R2} = 0 \quad (55)$$

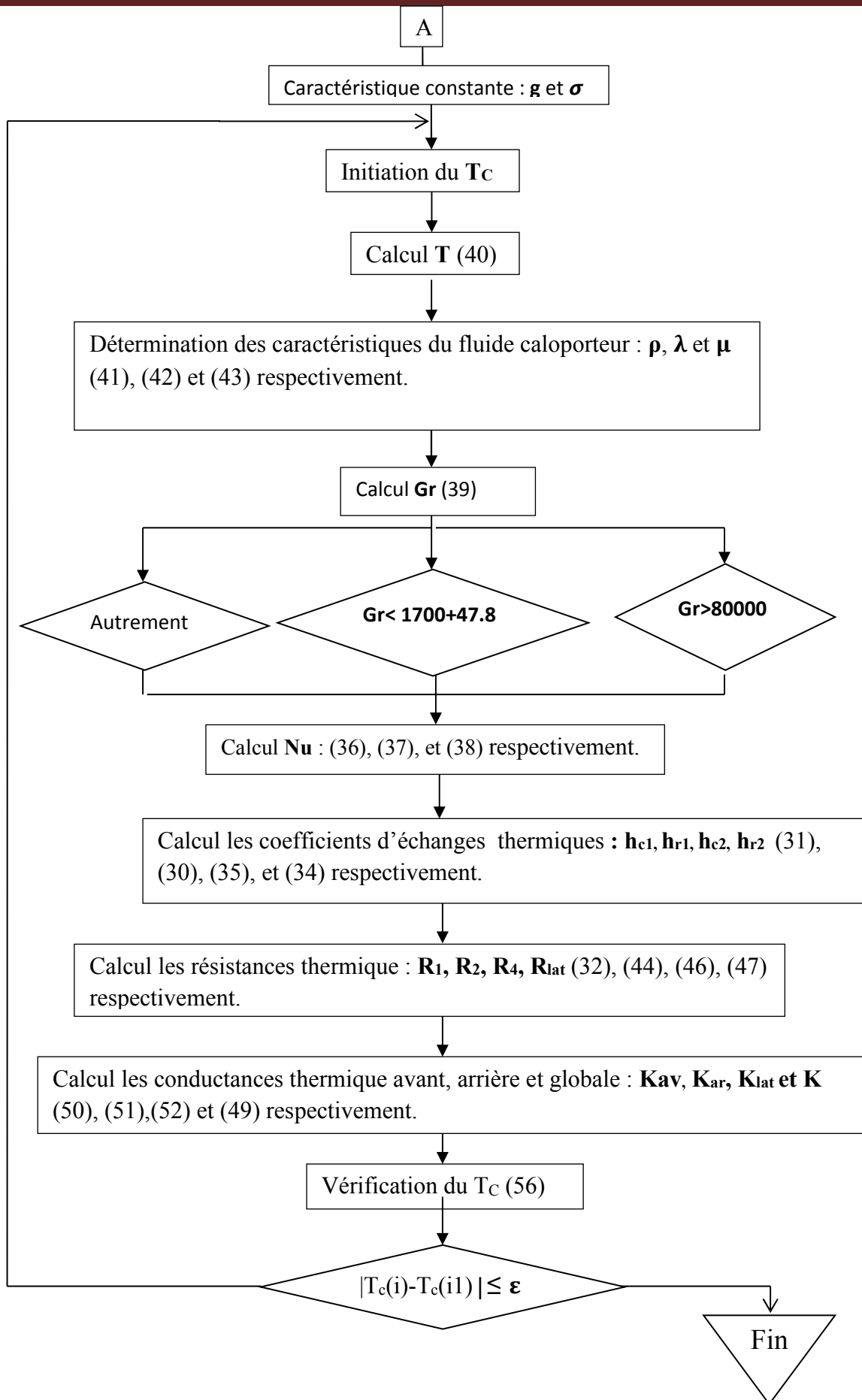
Par suite :

$$T_c = \frac{R1 T_a + R2 T_p}{R1 + R2} \quad (56)$$

### 2.3.6. Organigramme pour le calcul de K

On a élaboré un code de calcul écrit en MATLAB pour le calcul de la conductance globale K :





### 3. Etude thermique de l'absorbeur

Le but de cette étude thermique est de voir l'influence de la configuration géométrique de l'absorbeur sur le transfert de chaleur dans ce dernier vers le fluide caloporteur. Il faut néanmoins commencer par énoncer un certain nombre d'hypothèses :

- 1) La température de la plaque absorbante  $T_p$  est indépendante des directions ( $Oz$ ) et ( $Oy$ ) puisque la plaque absorbante est très mince, elle dépend uniquement de la direction ( $Ox$ ). Donc elle varie que sur la longueur  $2w$  qui correspond à l'espace séparant deux tuyauteries.

$$\frac{\partial T_p}{\partial y} = \frac{\partial T_p}{\partial z} = 0$$

- 2) Le gradient de température autour des tubes est négligeable et donc les tubes seront à une température uniforme  $T_{tb}$ .

- 3) Les variations de température suivant la direction de l'écoulement et entre les tubes peuvent être traitées indépendamment.

- 4) Régime permanent.

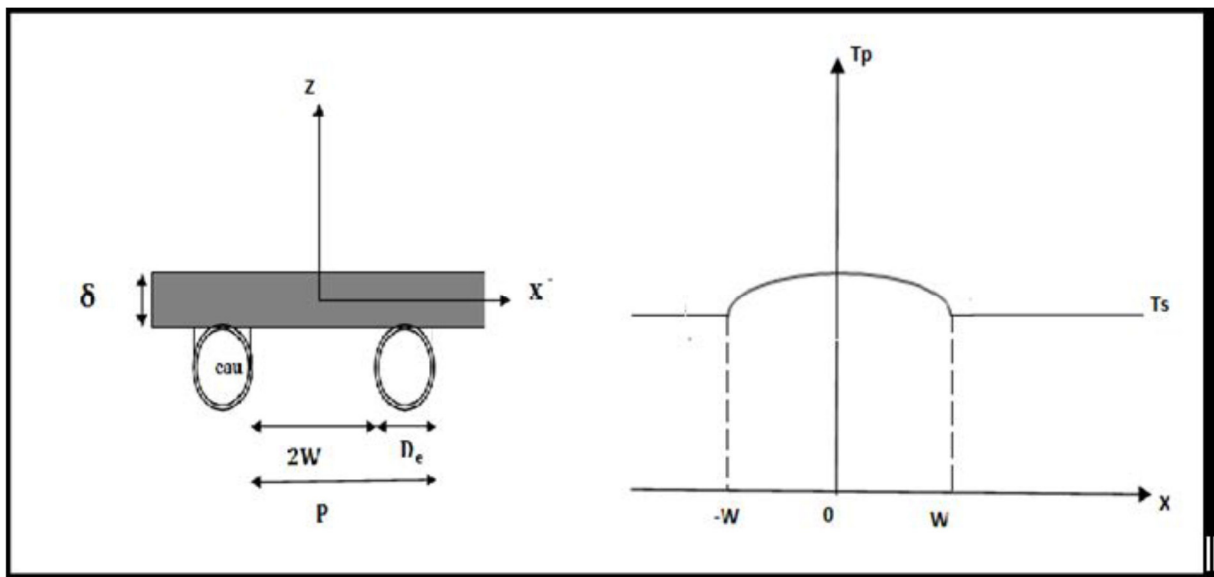


Figure III.2 : Coupe du capteur et évolution de la température de la plaque en fonction de X.

On écrit l'équation de la chaleur relative à un élément de la plaque :



$$\rho_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \lambda_p \Delta T_p + \frac{Q_u}{\delta} = 0 \quad (57)$$

$\lambda_p$ ,  $\delta$  sont la conductivité thermique et l'épaisseur de la paroi absorbante.

$$\text{En régime permanent on a : } \frac{\partial T_p}{\partial t} = 0 \quad \text{et} \quad Q_u = Q_{sa} - Q_p \quad (58)$$

Avec les expressions suivantes :

$$\text{Le laplacien :} \quad \Delta T_p = \frac{d^2 T_p}{dx^2} \quad (59)$$

$$\text{Le flux de chaleur perdu :} \quad Q_p = K (T_p - T_a) \quad (60)$$

En remplaçant les expressions dans L'équation de la chaleur, elle devient :

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \frac{K}{\lambda_p \delta} [T_p - (T_a + \frac{Q_{sa}}{K})] \quad (61)$$

C'est une équation différentielle du second ordre, pour la résolution il faut connaître les deux conditions aux limites :

$$\text{En } x = 0 : \frac{dT_p}{dx} = 0 \text{ par raison de symétrie. On en déduit : } C_1 = 0$$

$$\text{En } x = w = \frac{P-De}{2} : T_p = T_{tb}. \text{ On en déduit : } C_2 = \frac{T_{tb} - T_a \frac{Q_{sa}}{K}}{\cosh(m(\frac{P-De}{2}))}$$

$$w = \frac{P-De}{2} \quad (62)$$

La solution s'écrit :

$$T_p (X) = T_a + \frac{Q_{sa}}{K} + [T_{tb} - (T_a + \frac{Q_{sa}}{K})] \frac{ch(m.x)}{ch(m.w)}. \quad (63)$$

$$\text{Avec : } m^2 = \frac{K}{\lambda_p \delta} \quad (64)$$

Et  $P$  c'est le pas entre la tuyauterie.

On cherche à déterminer la puissance thermique absorbée par le fluide  $Q_f$  par mètre de longueur de tuyauterie. Les tubes récupèrent également un flux capté directement sur sa largeur apparente  $D_e$

$$Q_f = [Q_{sa} - Q_p] \cdot D_e - 2 \lambda_p \delta \frac{dT_p}{dx} \quad (65)$$

On pose :

$$\eta_w = \frac{\text{th}(m.w)}{m.w} \quad (66)$$

Où  $\text{th}()$  représente la fonction tangente hyperbolique.

$$Q_f = [Q_{sa} - K(T_p - T_a)] \cdot (D_e + 2w \eta_w) \quad (67)$$

En exprime cette quantité en fonction de la température du fluide  $T_f$ . On note :

$$\mathfrak{N} \text{ c'est le périmètre mouillé de la conduite : } \mathfrak{N} = \pi D_i \quad (68)$$

$D_i$  : Le diamètre intérieur de la conduite.

On obtient :

$$Q_f = [Q_{sa} - K(T_p - T_a)] \cdot P F \quad (69)$$

Avec :

$$P = D_e + 2w \quad (70)$$

Le Calcul de coefficient d'échange  $h_c$  faut passer par trouver le type de l'écoulement (Laminaire ou turbulent) en calculant le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho C_p D_i}{\mu} \quad (71)$$

$\rho$  et  $\mu$  : sont respectivement la masse volumique et la viscosité dynamique de l'eau à la température de mélange  $T_f$ .

Avec :

$$T_f = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \quad (72)$$

$T_{fe}$  : Température du fluide à l'entrée du capteur.

$T_{fs}$  : Température du fluide en sortie capteur.

La température moyenne de l'eau  $T_f$  donne les caractéristiques de l'eau ( $\rho$ ,  $C_p$ ,  $\mu$ ,  $\lambda$ ) :

$$\rho = 1001 - (0.08832 \times T_f) - (0.003417 \times T_f^2) \quad (73)$$

$$C_p = 4226 - (3.244 \times T_f) + (0.0575 \times T_f^2) - (0.0002656 \times T_f^3) \quad (74)$$

$$\mu = \left[ \frac{1}{0.05155 + 0.0192 T_f} \right] 10^{-6} \times \rho \quad (75)$$

$$\lambda = 0.557 + (0.002198 T_f) - (0.00000708 T_f^2) \quad (76)$$

Si le Reynolds  $Re < 2000$  : l'écoulement est laminaire, dans ce cas :

$$h_c = \frac{4.36 \times \lambda}{Di} \quad (77)$$

Et  $F$  appelé le rendement d'irrigation, il correspond au rapport de la résistance thermique plaque absorbante-air ambiant sur la résistance thermique fluide-air ambiant. Il est défini par la relation suivante :

$$F = \frac{1}{\frac{P}{(De + 2w \eta w)} + \frac{PK}{\lambda hc}} \quad (78)$$

Considérons à présent un volume élémentaire de fluide. L'équation de bilan thermique en régime permanent s'écrit :

$$\dot{m} C_p dT_f = Q_f dx \quad (79)$$

$\dot{m}$  est le débit massique du fluide caloporteur (en  $\text{Kg/s}$  par conduite) et  $C_p$  la capacité calorifique du fluide (en  $\text{KJ/Kg.K}$ ).

Avec :

$$\dot{m} = \frac{\rho \dot{v}}{nt} \quad (80)$$

Où  $\dot{v}$  et  $n_t$  étant respectivement le débit d'eau et le nombre de tuyauteries.

Avec :

$$n_t = \frac{l}{P} \quad (81)$$

Où  $l$  et  $P$  étant respectivement la largeur de la surface absorbante et le pas de tuyauteries.

En remplaçant  $Q_f$  par son expression en fonction de  $T_f$ , on aura :

$$\frac{dT_f}{(T_f - T_a) \frac{Q_{sa}}{K}} = - \frac{p F K}{\dot{m} C_p} D_x \quad (82)$$

Les conditions aux limites s'écrivent:

Pour  $Y=0$ ,  $T_f = T_{fe}$  et pour  $Y=L$ ,  $T_f = T_{fs}$

On pose :

$$\dot{M} = \frac{\dot{m}}{P L} \quad (83)$$

Avec  $\dot{M}$  le débit massique par unité de surface du capteur ( $\text{Kg/s.m}^2$ ).

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{Q_{sa}}{K}}{T_{fe} - T_a - \frac{Q_{sa}}{K}} = \text{EXP} \left[ - \frac{F K}{\dot{M} C_p} \right] \quad (84)$$

C'est l'expression qui permet de connaître la température de sortie du fluide caloporteur  $T_{fs}$  en fonction de sa température d'entrée  $T_{fe}$ .

La puissance fournie au fluide par mètre carré du capteur s'écrit :

$$Q_u = \dot{M} C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (85)$$

On pose  $F_t$  le facteur de transfert thermique qui représente le rapport du flux thermique réel reçu par le fluide sur celui qui serait récupérer si la surface absorbante était isotherme à  $T_{fe}$ . C facteur sera proche de l'unité dans le cas des débits importants et un fonctionnement de capteur à basse température. Il est défini :

$$F_t = \frac{\dot{M} C_p}{K} [1 - \text{EXP} [ - \frac{F K}{\dot{M} C_p} ]] \quad (86)$$

On a donc :

$$Q_u = F_t [Q_{sa} - K (T_{fs} - T_{fe})] \quad (87)$$

D'où le rendement instantané :

$$\eta = F_t \left( \gamma^* - K \frac{T_{fe} - T_a}{G^*} \right) \quad (88)$$

Pour vérifier la température de fluide en sortie on a l'égalité suivante :

$$Q_u = \rho \dot{V} C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (89)$$

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{\eta G}{\rho \dot{V} C_p} \quad (90)$$

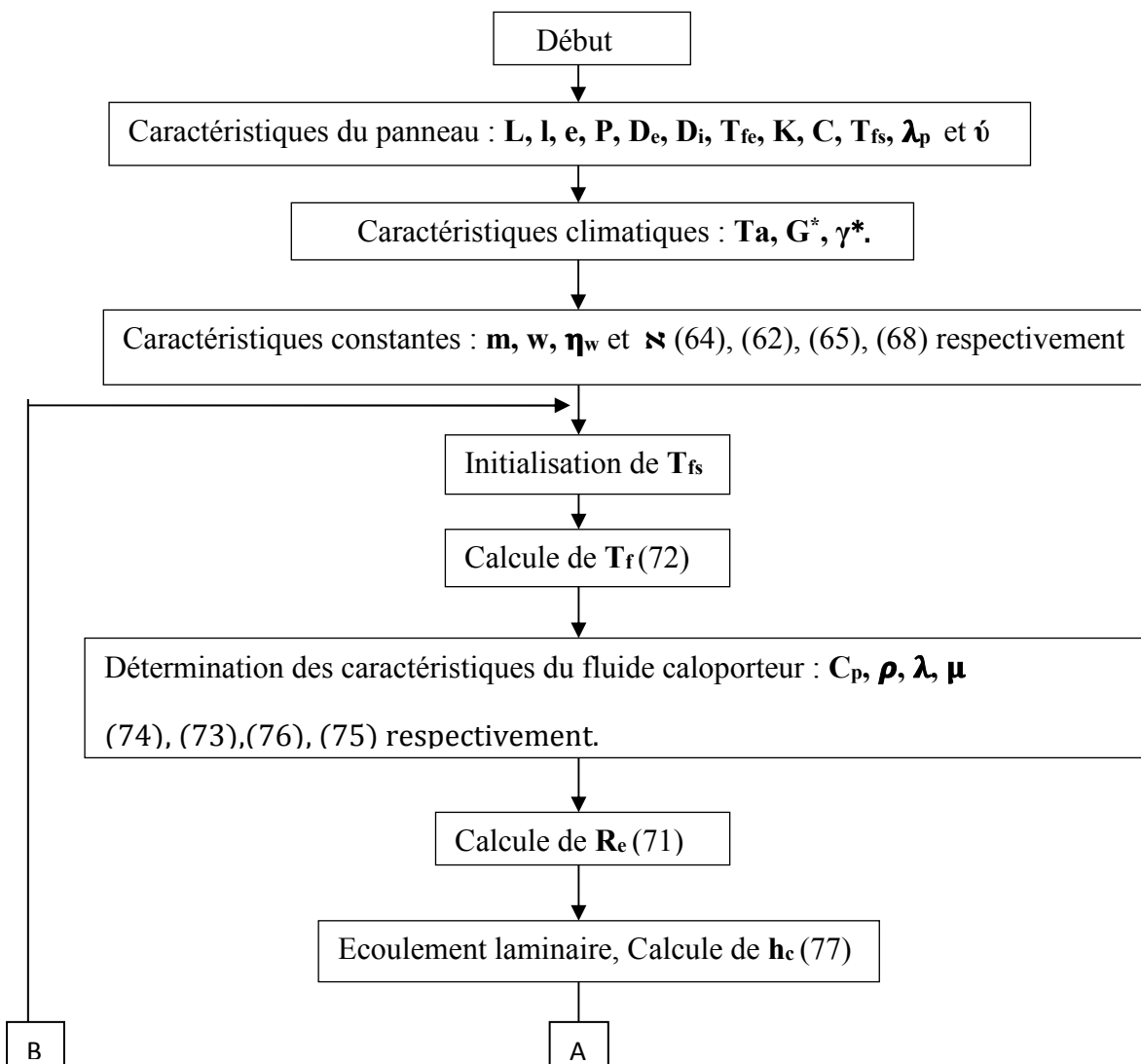
#### 4. La puissance produite par le capteur solaire

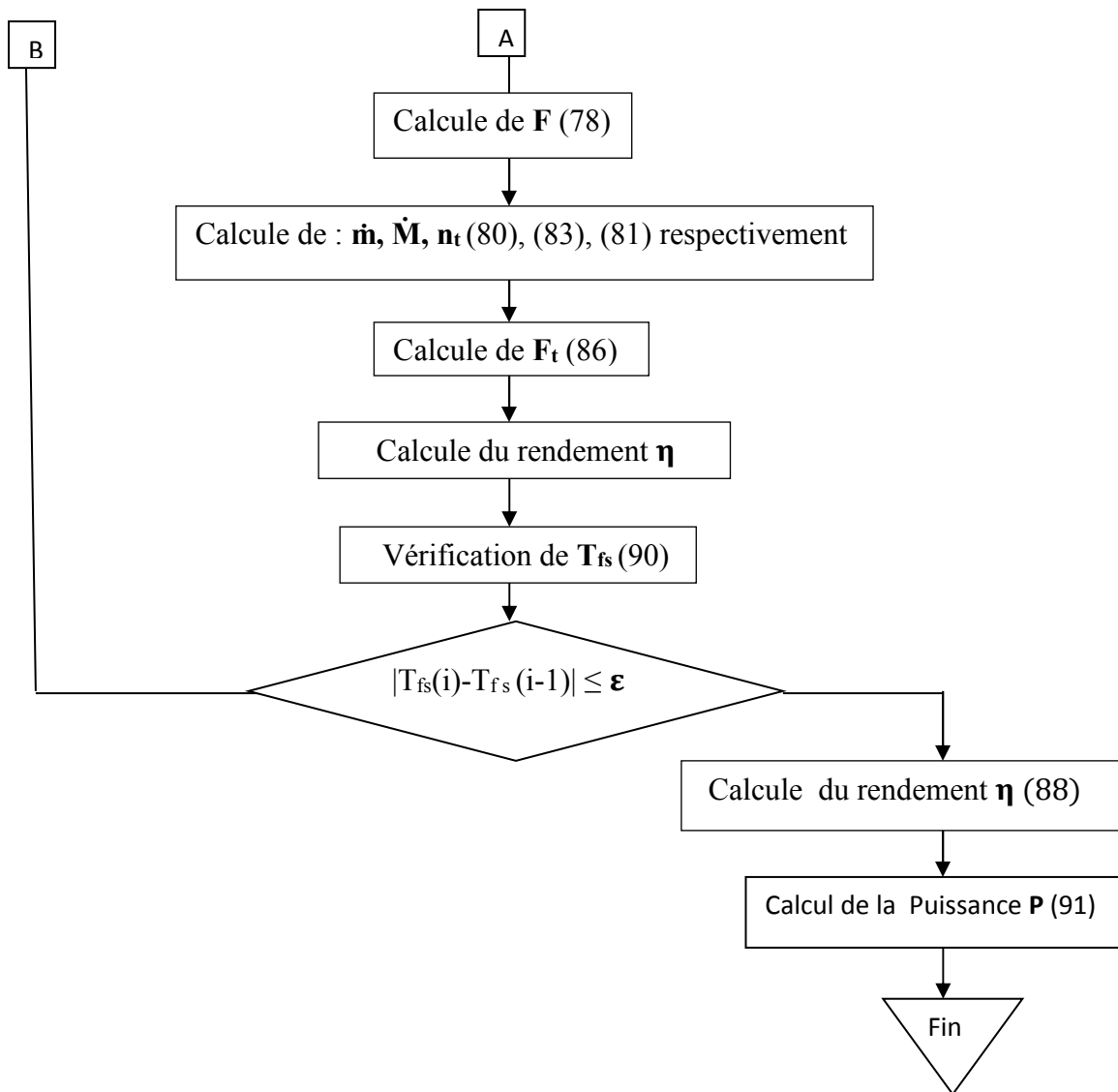
L'expression de la puissance produite par le capteur est en fonction de l'écart de température du fluide entre la sortie et l'entrée, le débit d'eau entrant dans le capteur et son capacité calorifique de fluide caloporteur :

$$P = \dot{V} C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (91)$$

#### 5. Organigramme pour le calcul de rendement instantané du capteur $\eta$

On a élaboré un deuxième code de calcul écrit en MATLAB pour calculer le rendement instantané, et la puissance produite par le capteur on utilisant les différentes équations :





## 6. Calcul de la puissance frigorifique

Pour les machines frigorifiques à absorption, le coefficient de performance s'exprime par la formule suivante:

$$\text{COP} = \frac{P_{chaude}}{P_{frigorifique}} \quad (92)$$

**P<sub>chaude</sub>** : C'est la puissance produite par le capteur solaire (**W**).

**P<sub>frigorifique</sub>** : c'est la puissance froide produite par la machine à absorption (**W**).

On a une machine frigorifique à absorption avec un coefficient de performance qui égale a 0.7, donc la puissance frigorifique (froide) produite par la machine est exprimé :

$$P_{\text{frigorifique}} = \text{COP} \times P_{\text{chaude}} \quad (93)$$

La puissance frigorifique trouver s'est une puissance produite par un panneau solaire, pour atteindre une puissance frigorifique qui égale à la même puissance froide produit par une machine mécanique (dans notre cas c'est un climatiseur **9000Btu**) il faut connaître le nombre des panneaux utilisé :

$$\text{Nombre de panneau} = \frac{\text{Consommation électrique de la machine mécanique (en Watt)}}{\text{la puissance produite la plus faible pour un moi (en Watt)}} \quad (94)$$

**CHAPITRE IV**  
**RESULTATS ET**  
**DISCUSSIONS**



## 1. Introduction

Dans ce chapitre on étudie l'influence des différents paramètres opérationnels sur les performances du capteur solaire plan à l'aide d'un programme numérique que nous avons développé sous le code de calcul **MATLAB** après la modélisation numérique de notre chauffe-eau solaire ainsi que le rayonnement solaire incident sur ce dernier.

En deuxième étape, on étudie le couplage des deux systèmes « capteur solaire plan-machine à absorption » d'après la puissance produite par notre capteur pour alimenter une machine frigorifique à absorption et son aspect économique.

## 2. Résultat et discussion

### 2.1. Rendement instantané du capteur $\eta$

La figure IV.1 montre l'influence de l'éclairement solaire  $G$  sur le rendement instantané du capteur solaire avec différentes températures ambiante. On remarque bien que le rendement instantané du capteur augmente avec l'élévation de l'éclairement pour la même valeur de température ambiante  $T_a$  dans les trois cas considérés.

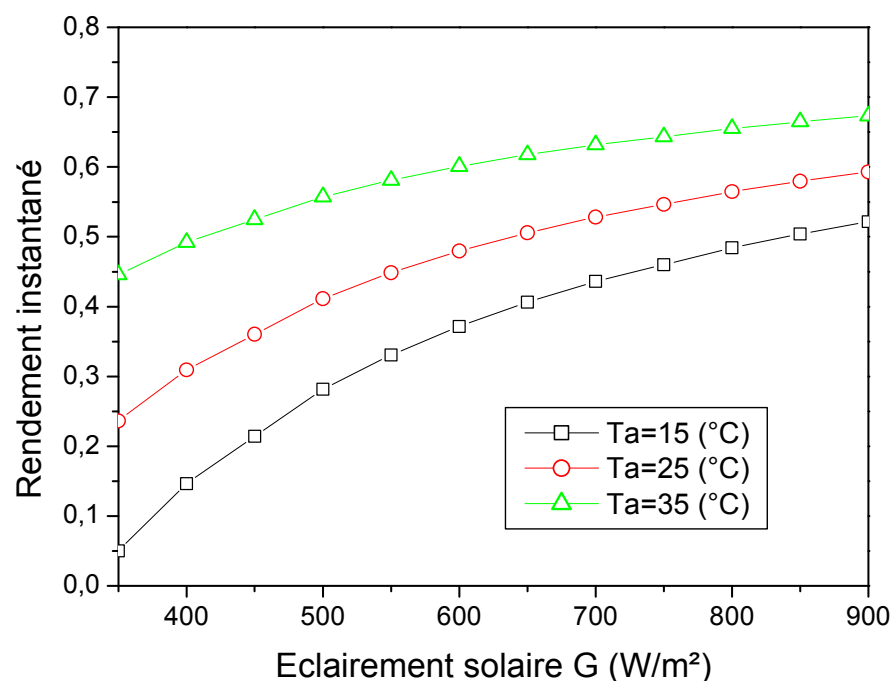


Figure IV.1 : Rendement instantané du capteur en fonction de l'éclairement solaire  $G$ .

Si on prend comme exemple pour UNE même valeur de l'éclairement solaire  $G=650$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) pour deux différentes températures ( $15^\circ\text{C}$  et  $35^\circ\text{C}$ ). On aura un rendement de  $0.37$  et  $0.6$  respectivement .L' augmentation du rayonnement solaire conduit directement à un rendement instantané plus élevé.

La figure IV.2 illustre l'influence de la température sur le rendement instantané du capteur solaire pour différents éclairagements solaires . Le rendement instantané du capteur augmente avec l'élévation de la température ambiante pour une même valeur de l'éclairement dans les trois cas.

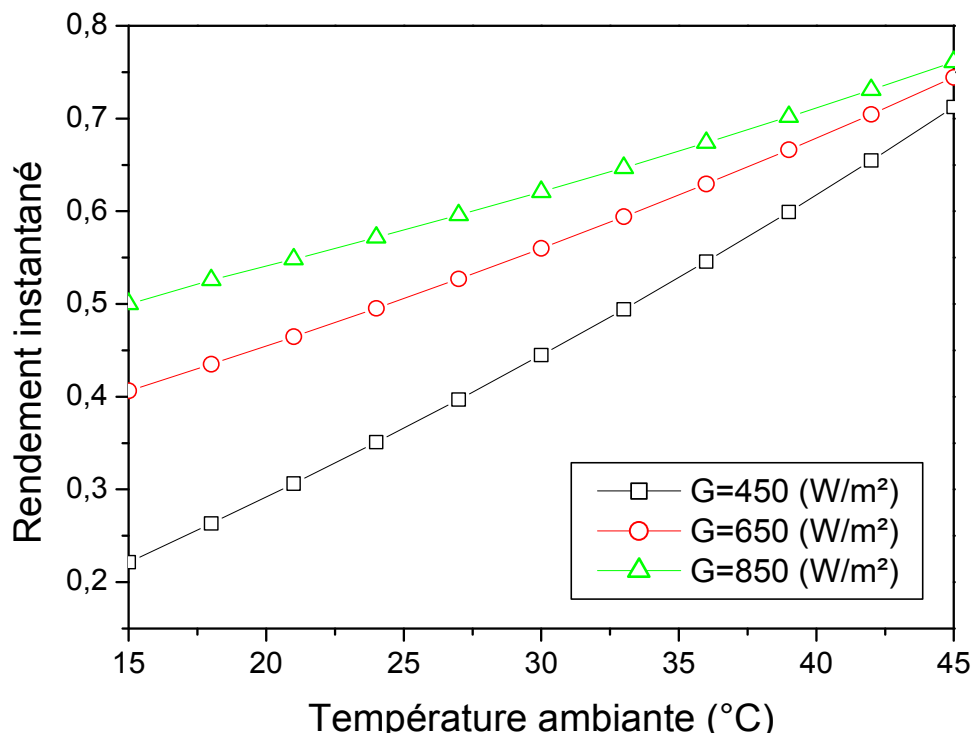
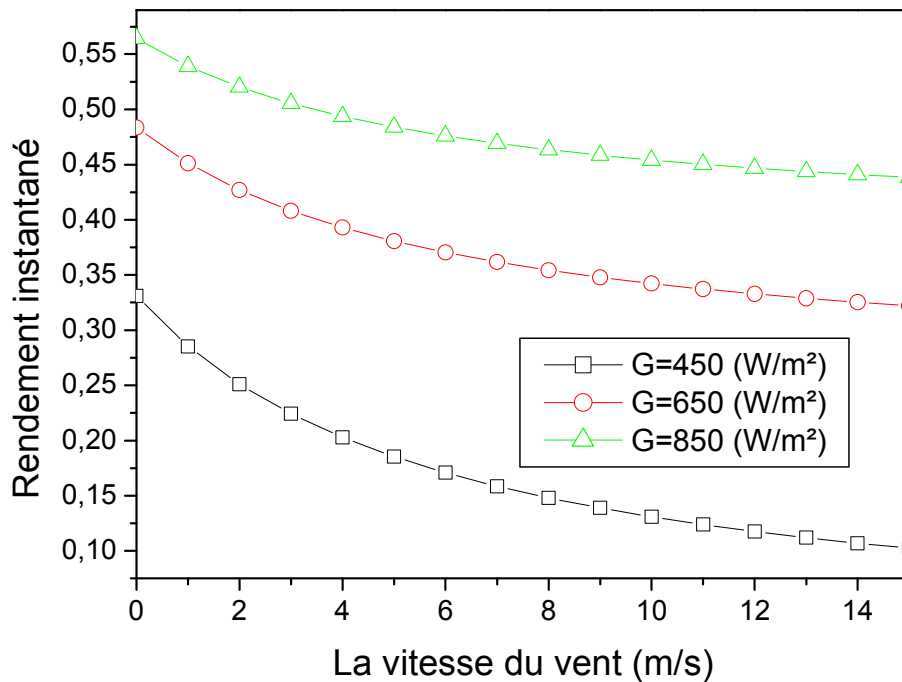


Figure IV.2 : Influence de la température ambiante sur le rendement instantané du capteur.

Si on prend comme exemple pour une même valeur de température ambiante  $T_a = 15$  ( $^\circ\text{C}$ ) au  $G=450$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) on remarque que le rendement est  $\eta=0.22$  par contre au  $G=850$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) le rendement est de  $0.50$  et il augmente avec l'élévation de température jusqu'au point où  $T_a= 45^\circ\text{C}$  le rendement est de  $\eta=0.76$ . En effet, une température ambiante élevée conduit à un écart réduit entre la température du fluide caloporteur et celle de l'ambiance. Par conséquent cela se traduit par une diminution des déperditions thermiques ce qui conduit à un rendement plus élevé.

L'influence de la vitesse du vent sur le rendement instantané du capteur est illustrée sur la **figure IV.3**. Pour une même valeur de l'éclairement solaire reçue par le capteur solaire  $G$ , l'élévation de la vitesse du vent conduit à une diminution du rendement instantané du capteur. Si on prend comme exemple pour une valeur d'éclairement solaire  $G=650$  ( $\text{W/m}^2$ ) à une vitesse du vent  $2$  ( $\text{m/s}$ ), le rendement instantané est  $\eta=0.42$ , pour une vitesse du vent  $7$  ( $\text{m/s}$ ) le rendement instantané est de  $\eta=0.36$ .



**Figure IV.3: Influence de la vitesse du vent sur le rendement instantané.**

L'augmentation de la vitesse du vent provoque une baisse des températures des éléments du capteur notamment de sa couverture (vitre), en conséquence une élévation des déperditions thermiques vers l'avant du capteur ce qui conduit à une diminution du rendement.

La **figure IV.4** illustre la variation du rendement instantané en fonction de la température d'entrée du fluide pour un éclairement solaire de  $G=650$  ( $\text{W/m}^2$ ). On constate que cette variation est inversement proportionnelle. Pour une température d'entrée  $T_{fe}=30$  ( $^{\circ}\text{C}$ ), le rendement vaut  $\eta=0.64$ , et pour  $T_{fe}=40$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) le rendement est de  $\eta=0.52$ . Ainsi, pour un rendement instantané élevé, il est inutile de chercher à travailler avec des températures d'entrée plus élevées. En effet, l'énergie utile portée par le fluide caloporteur est en fonction de l'écart de températures entre la sortie et l'entrée du fluide, et donc un faible écart conduit à un abaissement de l'énergie utile et par conséquent le rendement instantané du capteur.

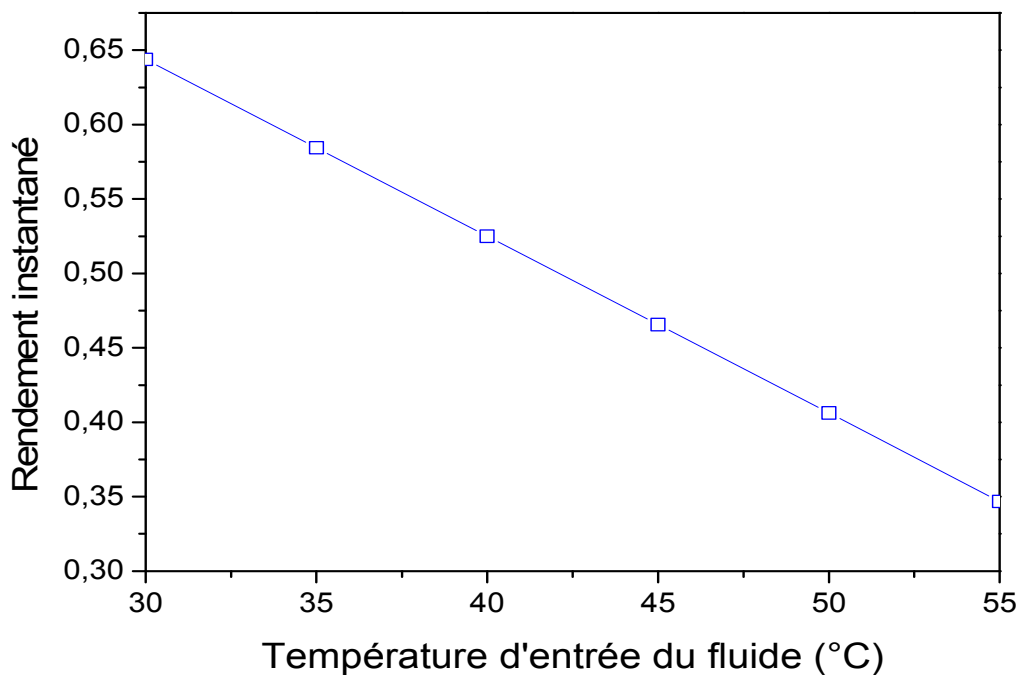


Figure IV.4 : Influence de température d'entrée du fluide sur le rendement instantané.

La figure IV.5 présente l'influence du pas entre la tuyauterie sur le rendement instantané du capteur. On constate que cette variation est inversement proportionnelle. Par exemple ; au point où le pas=0,1, le rendement instantané est  $\eta=0,48$ , et pour un pas =0,4 le rendement instantané est de  $\eta=0,33$ . L'augmentation du pas entre la tuyauterie implique la diminution du nombre des tubes, ce qui signifie que la surface d'échange baissé, par conséquent le rendement instantané du capteur diminue.

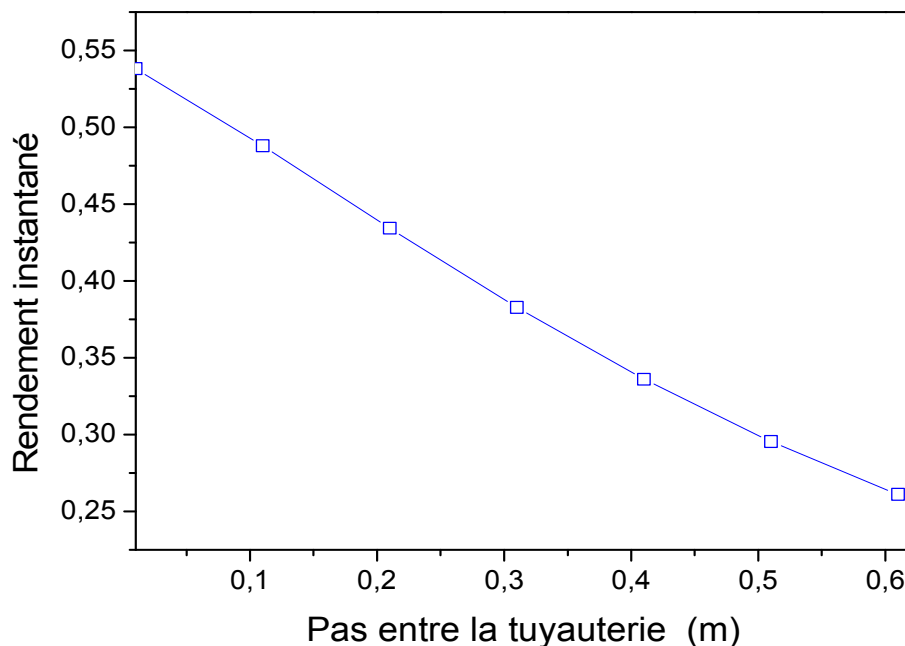


Figure IV.5 : Effet du pas entre la tuyauterie sur le rendement instantané.

La figure IV.6 montre l'influence de la conductivité thermique ( $\lambda_i$ ) de l'isolant sur le rendement instantané du capteur pour un éclairement solaire  $G=650(\text{W}/\text{m}^2)$ . Le rendement du capteur baissé à chaque fois que la conductivité thermique augmenté .Lorsque  $G =650 (\text{W}/\text{m}^2)$  et  $\lambda_i =0.1 (\text{W}/\text{m.K})$  alors le rendement est de  $\eta=0.34$ , et au même point mais avec  $\lambda_i =0.3 (\text{W}/\text{m.K})$  le rendement est de  $\eta= 0.14$ . La conductivité élevée permet de diminuer les déperditions thermiques, ce qui influence le rendement instantané. Donc plus la conductivité thermique de l'isolant est élevée, plus le rendement est meilleur.

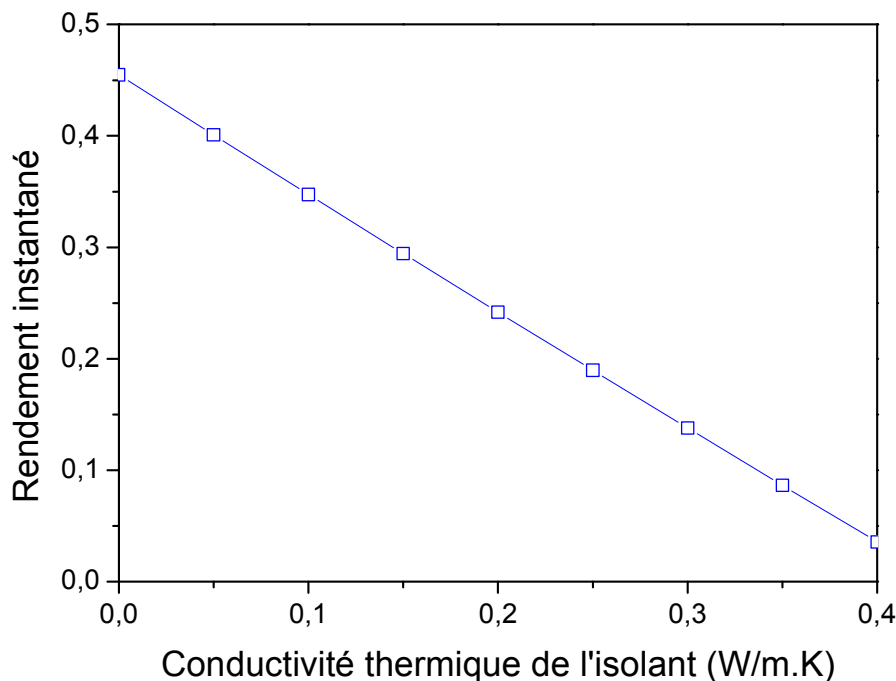
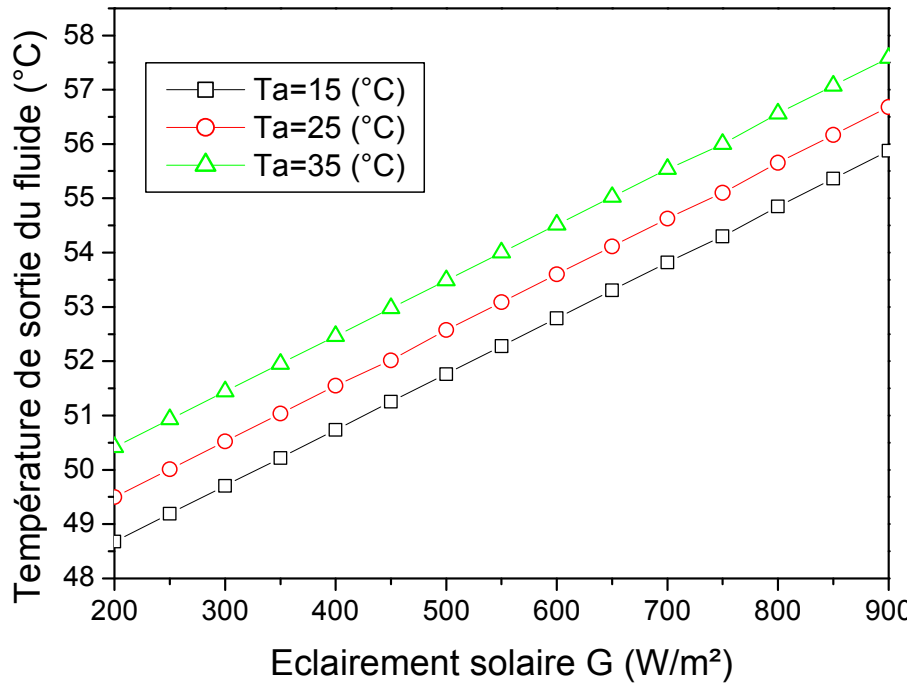


Figure IV.6 : Rendement instantané en fonction de la conductivité thermique de l'isolant.

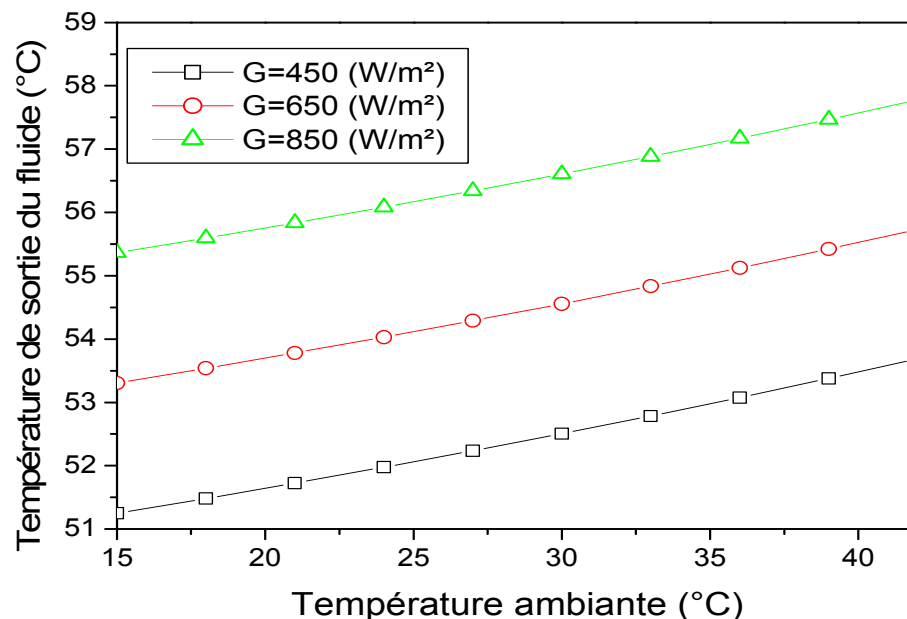
## 2.2. Température de sortie du fluide caloporteur

La figure IV.7 illustre l'influence de l'éclairement solaire  $G$  sur la température de sortie du fluide  $T_{fs}$  pour différentes températures ambiantes  $T_a$ . On remarque une variation linéaire croissante de la température de sortie du fluide avec l'éclairement solaire  $G$ , car avec chaque élévation de l'éclairement solaire on remarque une augmentation de température de sortie du fluide  $T_{fs}$ . Pour la même valeur de température ambiante  $T_a=25^\circ\text{C}$  à l'éclairement  $G=300 (\text{W}/\text{m}^2)$ , la température de sortie est de  $T_{fs}=50.52^\circ\text{C}$  et quand l'éclairement est  $G=650 (\text{W}/\text{m}^2)$  la température de sortie est de  $T_{fs}=54.11^\circ\text{C}$ .



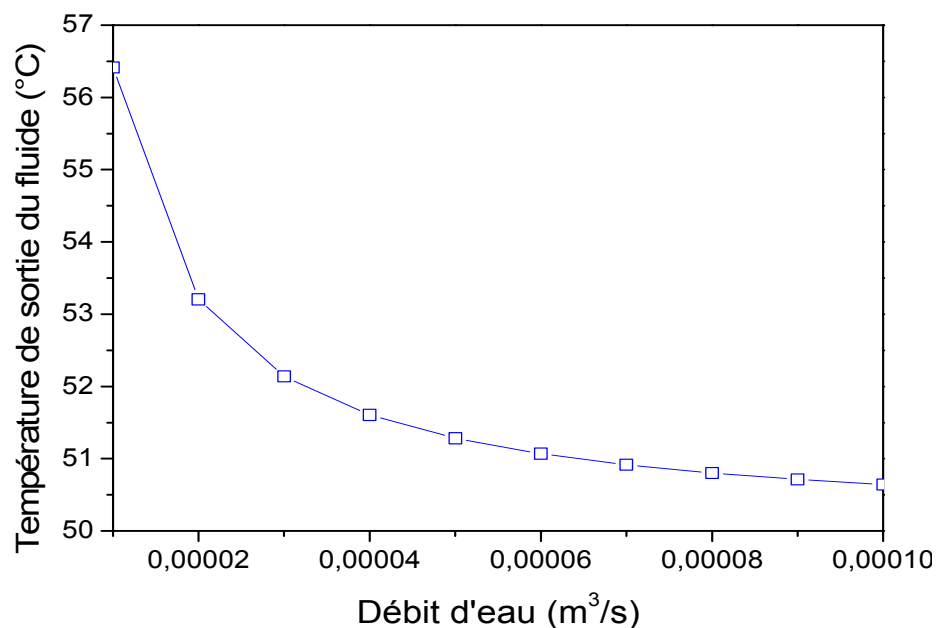
**Figure IV.7 : Température de sortie du fluide en fonction de l'éclairement solaire.**

La figure IV.8 montre l'influence de la température ambiante  $T_a$  sur la température de sortie du fluide  $T_{fs}$  pour différents éclairements solaires. La température de sortie du fluide augmente avec l'élévation de la température ambiante aussi l'accroissement de l'éclairement provoque une augmentation de  $T_{fs}$ . Si on prend comme exemple, pour une valeur de l'éclairement solaire  $G=650 \text{ W/m}^2$  et une température ambiante de  $T_a=18 \text{ (}^\circ\text{C)}$ , la température de sortie du fluide est de  $T_{fs}=53.5 \text{ (}^\circ\text{C)}$ , et à  $T_a=30 \text{ (}^\circ\text{C)}$  la  $T_{fs}$  devient  $54.5 \text{ }^\circ\text{C}$ .



**Figure IV.8 : Influence de la température ambiante sur la température de sortie du fluide.**

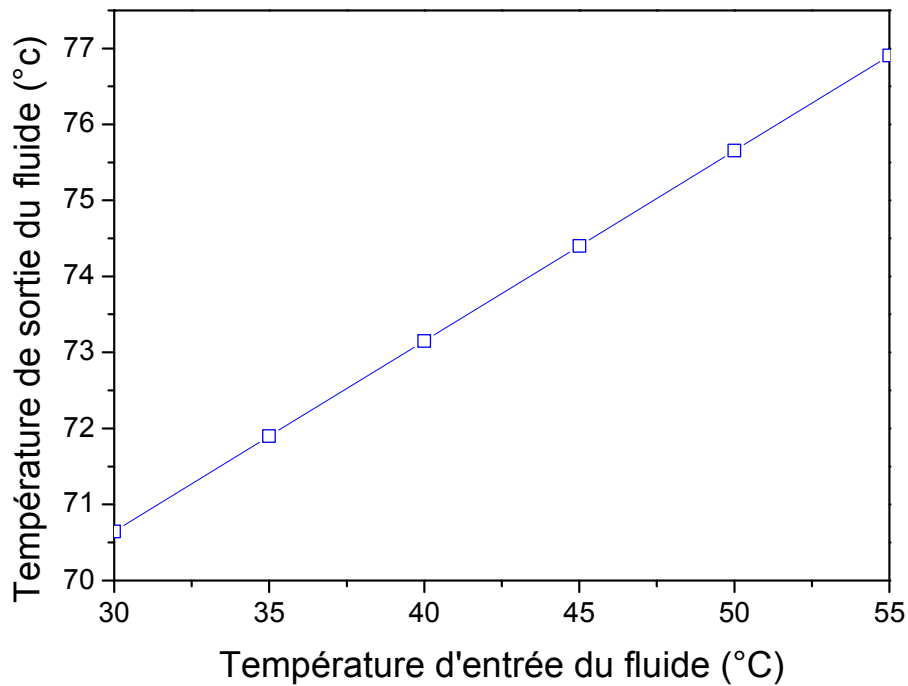
La figure IV.9 montre la variation de la température de sortie du fluide  $T_{fs}$  en fonction du débit d'eau ( $\dot{v}$ ). On remarque bien que l'augmentation du débit d'eau entrant dans le capteur provoque une diminution de la température de sortie du fluide. Par exemple quand le débit d'eau est de  $\dot{v}=0.00002$ , la température de sortie du fluide est de  $T_{fs}=53.20$  (°C) et l'augmentation du débit d'eau à  $\dot{v}=0.00008$ , conduit à la diminution de la température de sortie jusqu'à  $T_{fs}=50.8$  (°C).



**Figure IV.9 :Influence du d'ébit d'eau sur la température de sortie du fluide.**

L'augmentation du débit signifie l'accélération de la vitesse de l'écoulement, donc le fluide n'absorbe pas le maximum de chaleur, ce qui provoque une diminution dans la température de sortie, et on remarque bien ceci dans le graphe.

La figure IV.10 illustre l'influence de la température d'entrée du fluide  $T_{fe}$  sur sa température de sortie  $T_{fs}$ . On constate une variation linéaire croissante de la température de sortie du fluide avec la température d'entrée du fluide, car l'élévation de la température d'entrée du fluide provoque une augmentation de la température de sortie du fluide.



**Figure IV.10 : Influence de la température d'entrée du fluide sur la température de sortie du fluide.**

On prend comme exemple le point où la température d'entrée du fluide  $T_{fe}=30$  (°C), la température de sortie du fluide est de  $T_{fs}=70.64$  (°C), et au point où  $T_{fe}=45$  (°C) elle est de  $T_{fs}=74.4$  (°C).

La figure IV.11 illustre la variation de la température de sortie du fluide en fonction de la conductivité thermique ( $\lambda_i$ ) de l'isolant pour un éclairage solaire  $G=650$  (W/m<sup>2</sup>). On constate qu'il y a une variation inversement proportionnelle entre la conductivité thermique de l'isolant et la température de sortie du fluide, à chaque augmentation de la conductivité thermique il y a une diminution de température de sortie. Si on prend comme exemple à  $\lambda_i=0.1$  (W/m.K) la température de sortie du fluide  $T_{fs}=53$  (°C), et avec  $\lambda_i=0.4$  (W/m.K) la température de sortie du fluide est de  $T_{fs}=50$  (°C).



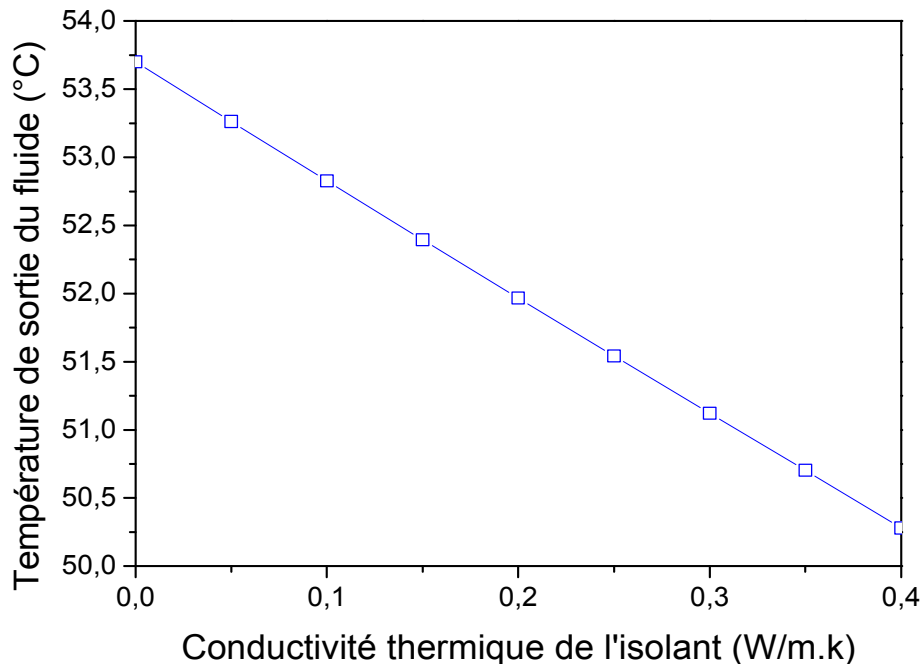
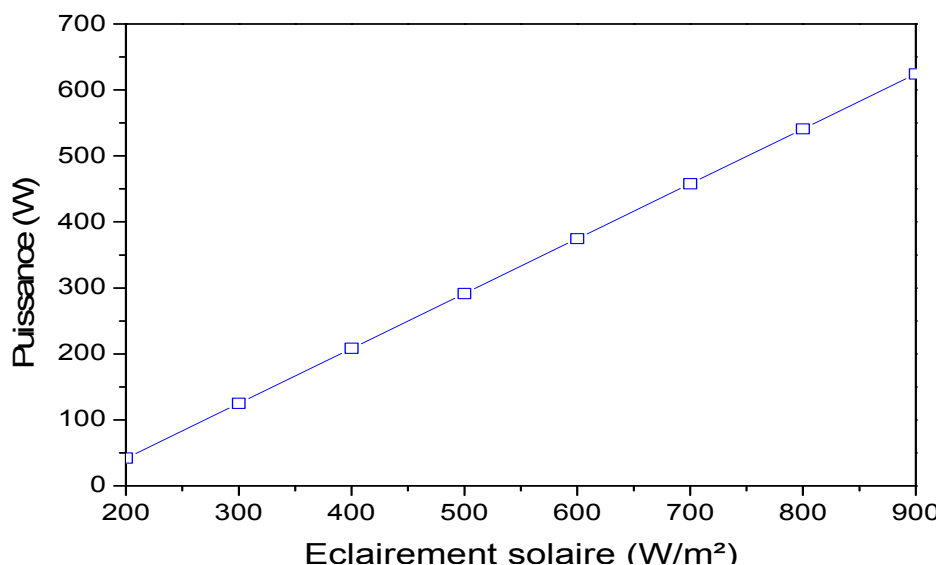


Figure IV.11 : Effet de la conductivité thermique de l'isolant sur la température de sortie.

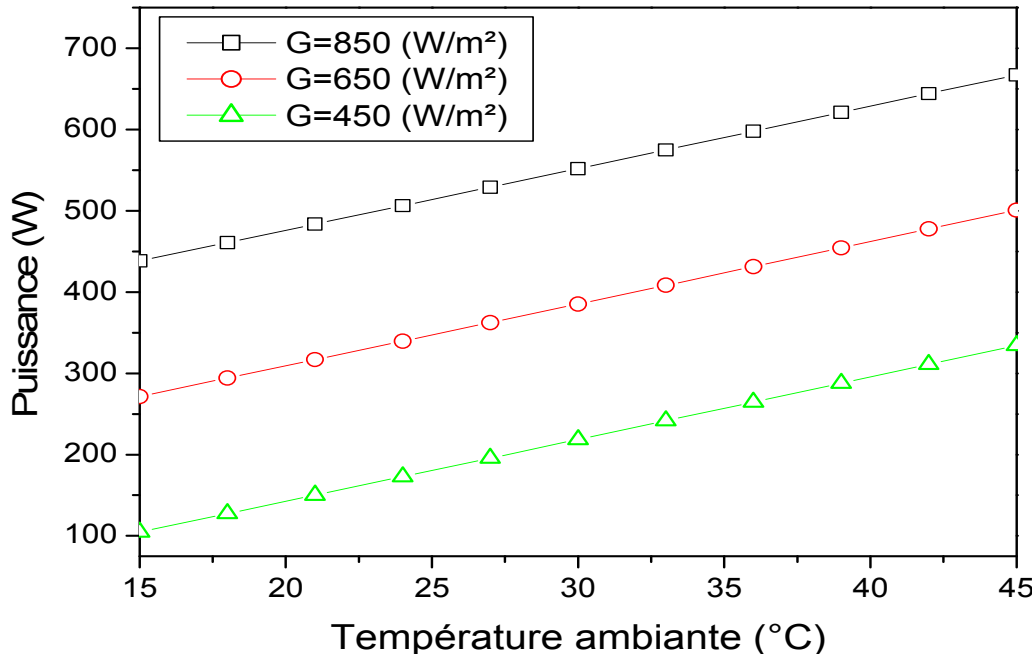
### 2.3. La puissance produite par le capteur

La figure IV.12 illustre la puissance produite  $P_u$  par le capteur solaire en fonction de l'éclairement solaire ( $G$ ) pour une température ambiante de  $T_a=25^\circ\text{C}$ . La puissance produite par le capteur solaire augmente avec l'élévation de l'éclairement solaire. Pour un éclairement solaire de  $G=450$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ), la puissance produite par le capteur est de  $P_u=250$  ( $\text{W}$ ). l'augmentation de l'éclairement à  $650$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) permet d'augmenter la puissance jusqu'à  $P_u=445$  ( $\text{W}$ ).



**Figure IV.12 : La puissance du capteur en fonction de l'éclairement solaire.**

La figure IV.13 illustre l'influence de la température ambiante  $T_a$  sur la puissance produite  $P_u$  par le capteur solaire pour différents éclairagements solaires.



**Figure IV.13 : Influence de la température ambiante sur la puissance du capteur.**

On constate une variation linéaire croissante de la puissance produite par le capteur avec la température ambiante pour différents éclairagements solaires. Pour une même valeur de l'éclairement solaire l'élévation de la température ambiante provoque une augmentation de la puissance du capteur. A titre d'exemple pour une valeur de  $G=650$  (W/m<sup>2</sup>), et une température ambiante de  $T_a=20$  (°C), la puissance produite est de  $P_u=315$  (W) et pour  $T_a=30$  (°C) la puissance est de  $P_u=385$  (W).

La figure IV.14 illustre l'influence de la vitesse du vent sur la puissance produite  $P_u$  par le capteur solaire. On remarque bien qu'avec l'élévation de la vitesse du vent ( $v$ ) on a une diminution de la puissance produite par le capteur, et aussi pour une même valeur de la vitesse du vent, l'accroissement de la température ambiante augmente la puissance produite par le capteur. Dans le cas où  $T_a=15$  (°C), et la vitesse du vent est  $v=2$  (m/s) alors la puissance produite par le capteur est de  $P_u=291.1$  (W), et pour  $v=8$  (m/s), la puissance diminue à  $P_u=260.16$  (W). En effet pour une même valeur de la vitesse du vent, l'accroissement de la température ambiante provoque une augmentation de la puissance produite par le capteur.

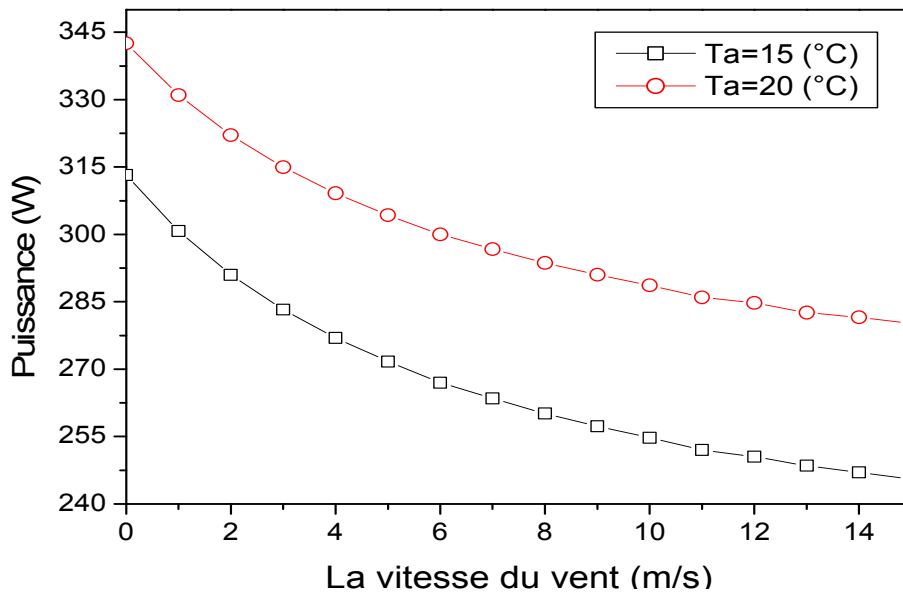


Figure IV.14 : Influence de la vitesse du vent sur la puissance du capteur.

La figure IV.15 illustre l'influence de la conductance globale  $K$  sur la puissance produite  $P_u$  par le capteur. On remarque qu'il y a une variation inversement proportionnelle entre la conductance globale  $K$  et la puissance produite par le capteur, l'élévation de la conductance globale provoque une diminution dans la puissance produite par le capteur. Pour un éclairement solaire  $G=650$  ( $W/m^2$ ) et  $K=9$  ( $W/m^2.K$ ), la puissance produite  $P_u$  par capteur est  $P_u=320$  ( $W$ ), et pour  $K=14$  ( $W/m^2.K$ ) la puissance produite est  $P_u=194$  ( $W$ ). L'élévation de la conductance globale signifie l'augmentation des déperditions thermiques ce qui conduit à une production de puissance plus faible.

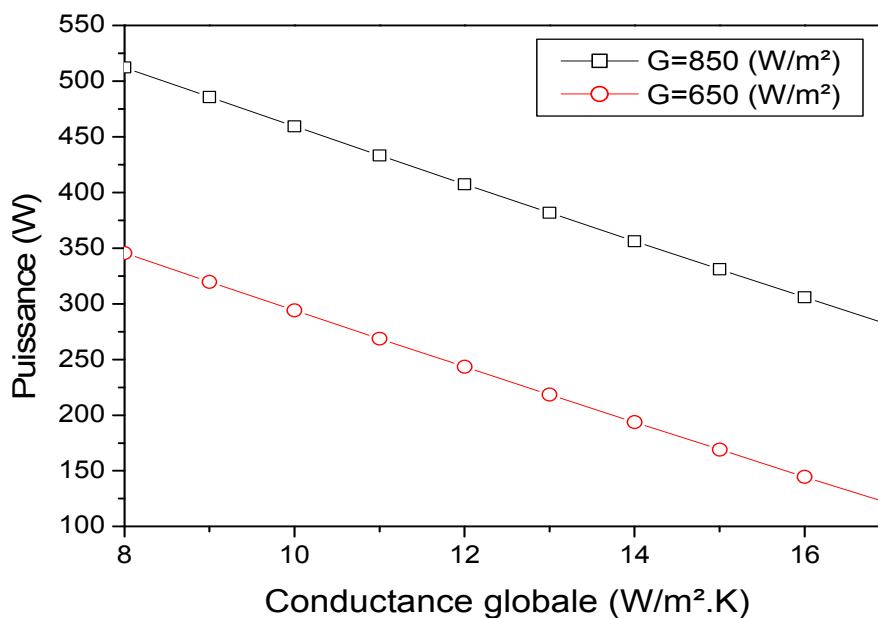
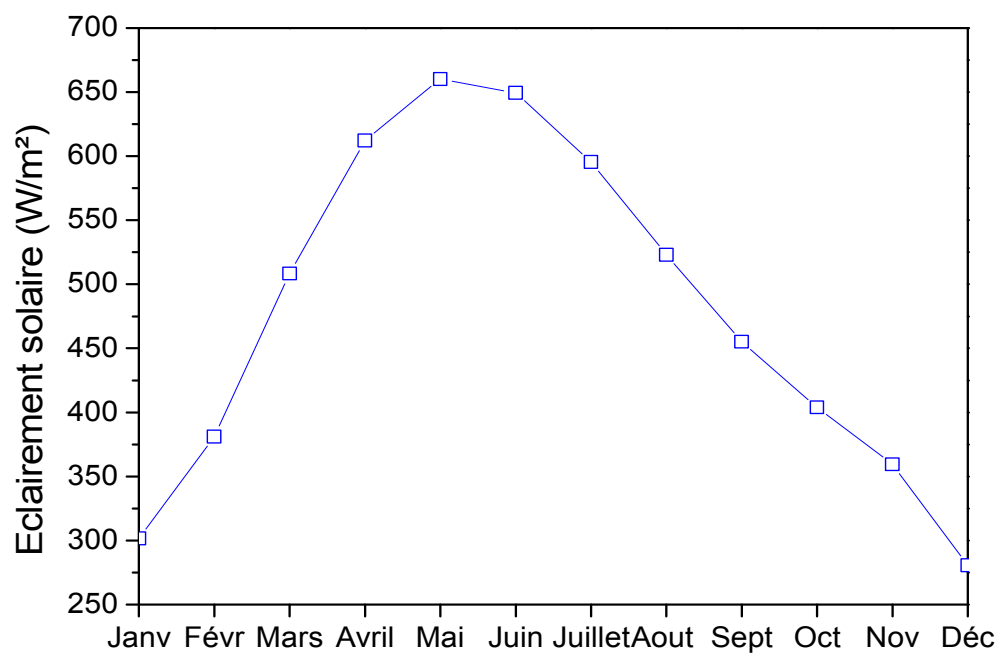


Figure IV.15 : Influence de la conductance globale  $K$  sur la puissance du capteur .

### 3. Couplage de la machine frigorifique à absorption avec le capteur solaire plan

Nous avons utilisé les données de location de **Ghardaïa** et leurs éclairagements solaire **G** pendant tous les mois de l'année. **La figure IV.16** présente l'éclairagement solaire durant une année à **Ghardaïa**.

D'après cette figure, on remarque que l'éclairagement est maximale pendant le mois de Mai avec une valeur **G=660.12 (W/m<sup>2</sup>)**, et il est minimale pendant le mois de Décembre avec un éclairagement **G=280.71 (W/m<sup>2</sup>)**.



**Figure IV.16 : Variation de l'éclairagement solaire pendant une année à Ghardaïa.**

La puissance produite **Pu** par le capteur pendant les mois de l'année à Ghardaïa est illustré dans **la figure IV.17**. Pour que ce couplage « machine frigorifique à absorption – Capteur solaire plan » fonctionne il faut que la température de sortie du fluide du capteur atteigne au moins une valeur de **Tfs >=80°C**. Pour atteindre cette température, il faut déterminer le débit d'eau nécessaire rentrant dans le capteur.

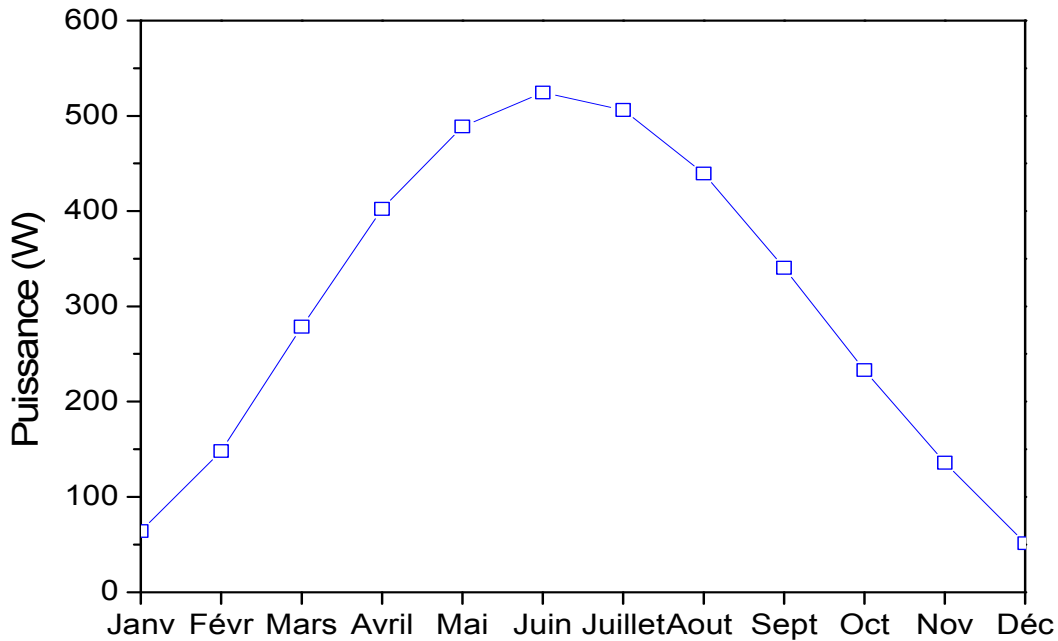


Figure IV.17 : Puissance produite par le capteur au cours d’une année à Ghardaïa.

On fait une comparaison entre une machine frigorifique à absorption et une machine mécanique (Climatiseur) d’une puissance de froid de **9000Btu**.

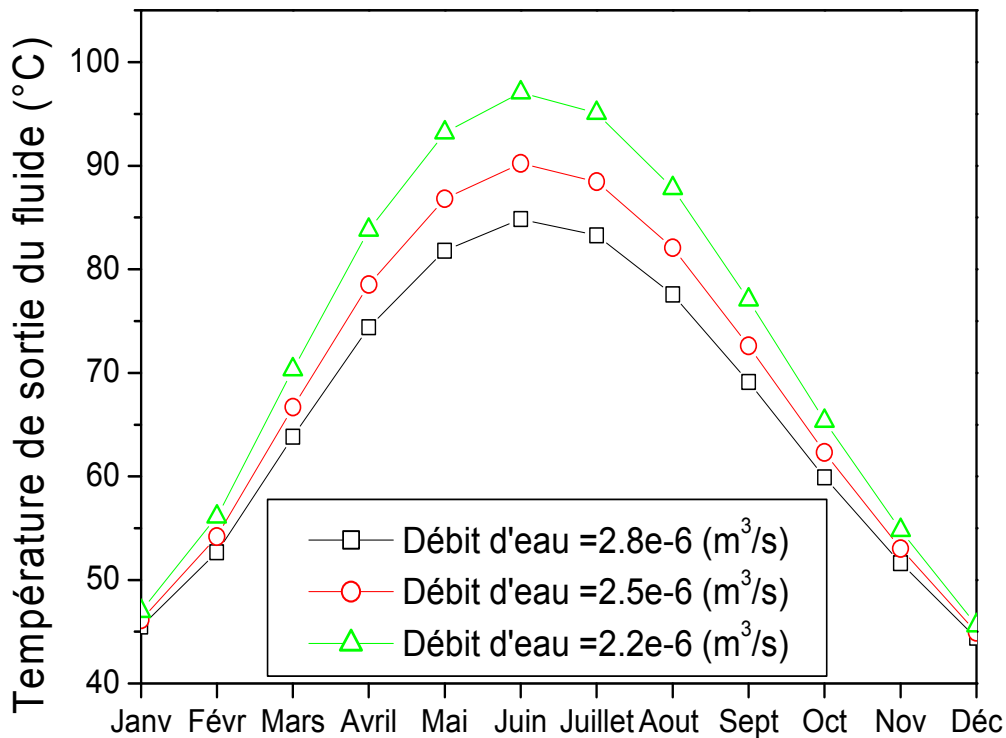
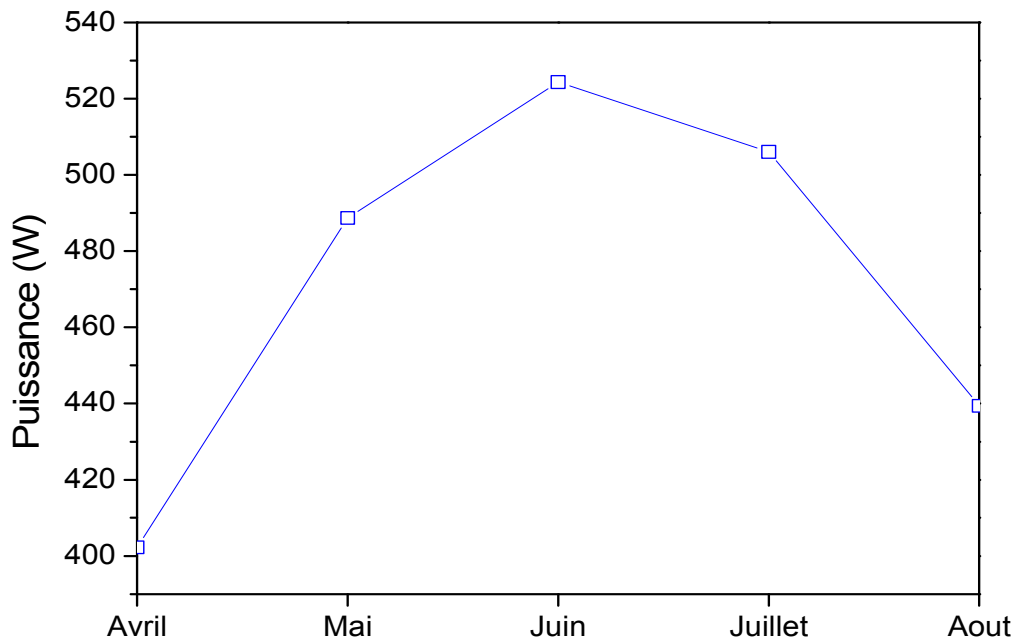


Figure IV.18 : la variation de température de la sortie du fluide en fonction de débit d’eau pendant les mois de l’année à Ghardaïa.

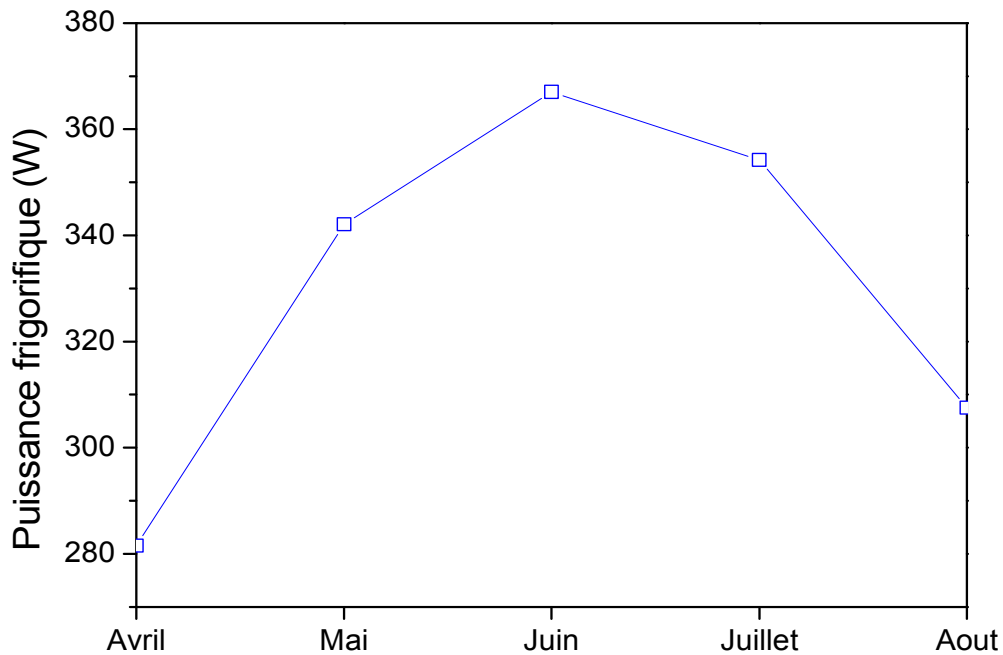
D'après la **figure.18** on remarque bien que le débit minimale pour atteindre au moins la température de  $80^{\circ}\text{C}$  est de  $\dot{v}=2.8\text{e-}6$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) du mois moi de Mai jusqu'au mois de juillet. Aussi pour le débit de  $\dot{v}=2.2\text{e-}6$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) les mois sont d'Avril jusqu'au Aout.

Donc cette machine frigorifique peut fonctionner en : Avril, Mai, Juin, Juillet et Aout. La puissance produite par le capteur pendant ces mois de fonctionnement sont illustrés dans la **figure IV.19**.

On remarque bien que la puissance maximale produite par le capteur est durant le mois de Juin avec  $P_u=525$  (W) et Avril donne la plus faible puissance. Les puissances sont produites par un (1) Panneau.

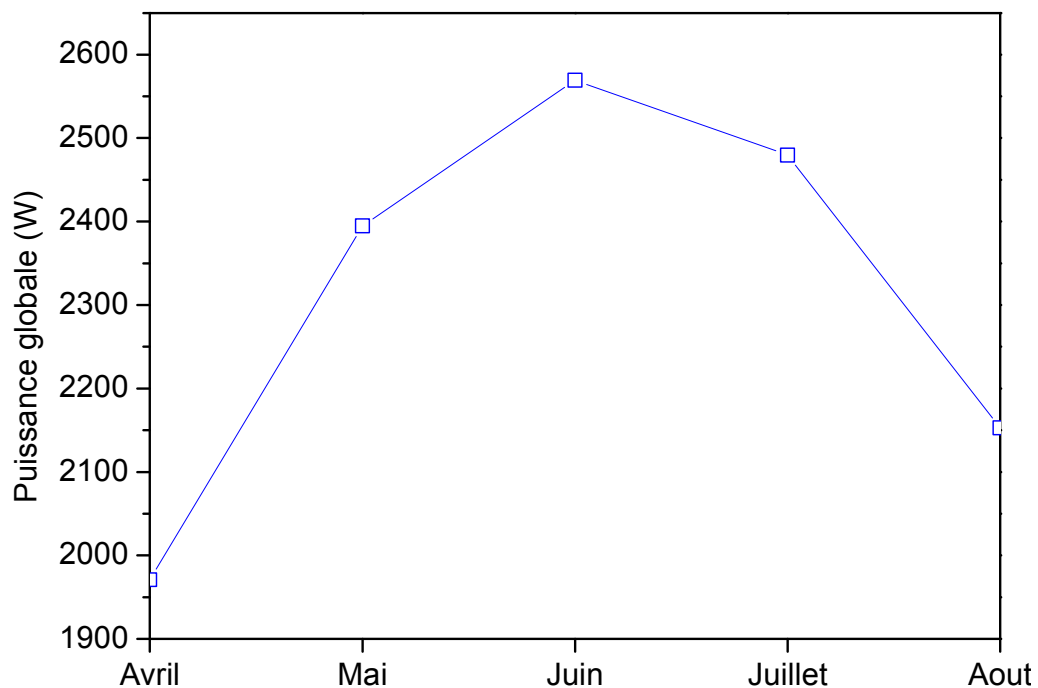


**Figure IV.19 : Puissance produite par le capteur durant les mois de fonctionnement de la machine frigorifique.**



**Figure IV.20 : Puissance frigorifique produite par le capteur aux mois de fonctionnement de la machine frigorifique.**

On fait une comparaison entre la machine frigorifique à absorption et une machine frigorifique à compression (Climatiseur) d'une puissance de froid de **9000 Btu**. La puissance globale produite par les panneaux solaires (7 panneaux) pour alimenter la machine frigorifique à absorption qui nous donne la même puissance frigorifique que le climatiseur 9000Btu est illustré dans **la figure IV.21**.



**Figure IV.21 : Puissance globale produite par les panneaux solaire.**

#### 4. Aspect économique

Cette étude économique est élaborée pour déterminer la durée de rentabilité du couplage « machine frigorifique à absorption-capteur solaire » va être rentable en le comparant avec la machine à compression mécanique (Climatiseur **9000Btu**), pour trois (3) différents prix unitaire d'électricité utilisés dans le monde.

Le cout de la machine frigorifique à absorption est généralement égal à **2.5** le prix de la machine à compression mécanique donc **2.5\*30.000DA = 75000 DA** soit équivalent à **687 \$**.

En rajoutant le prix des panneaux solaires qui est

**50.000 DA** par panneau, donc **350.000DA** pour les 7 panneaux qui est équivalent à **3.206\$**.

Ces données économiques sont résumées dans le tableau suivant :

Ordre	Désignation	Prix (DA)	Prix (USD)
1	Capteur solaire (on a 7 capteurs)	7 x 50000	3.206 \$
2	machine frigorifique à absorption	75000	687 \$
3	Machine mécanique (Climatiseur9000Btu)	30000	273 \$
	Totale	455000	3.865 \$

**Tableau 4 : Le cout de l'installation.**

La figure IV.22 présente le temps que notre projet va prendre pour récupérer la somme de **3.865\$** pour un prix unitaire d'électricité **0.04\$/kWh**. On remarque bien que le projet sera rentable après une durée de **74 ans**.



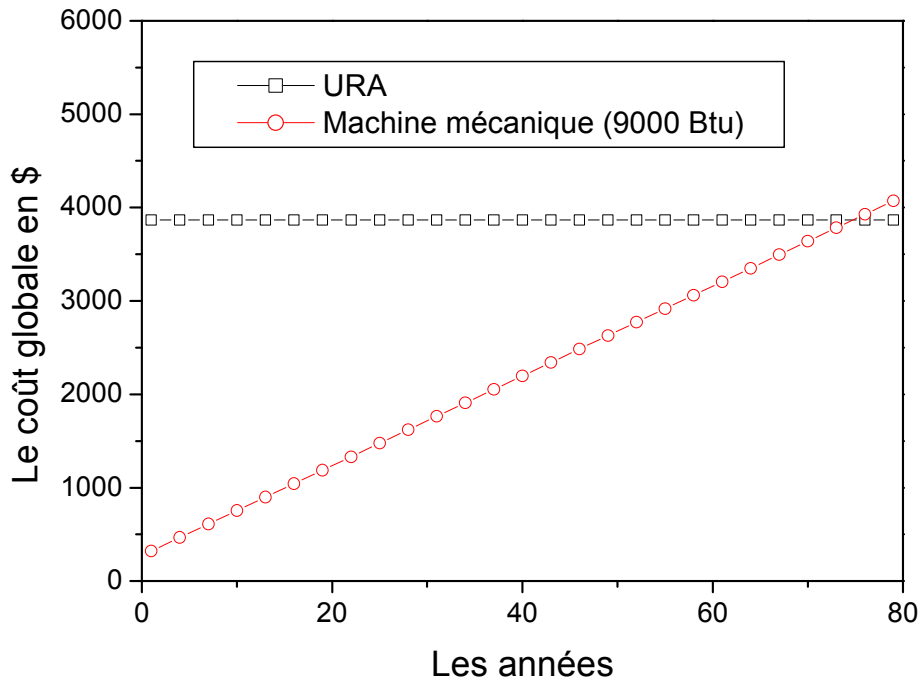


Figure IV.22 : Le cout des deux machines pour un prix unitaire d’électricité de 0.04 \$/kWh.

La figure IV.23 illustre le temps que notre projet va prendre pour récupérer la somme de 3.865\$ pour un prix unitaire d’électricité 0.1\$/kWh. On constate que le projet va être rentable après une durée de 30 ans.

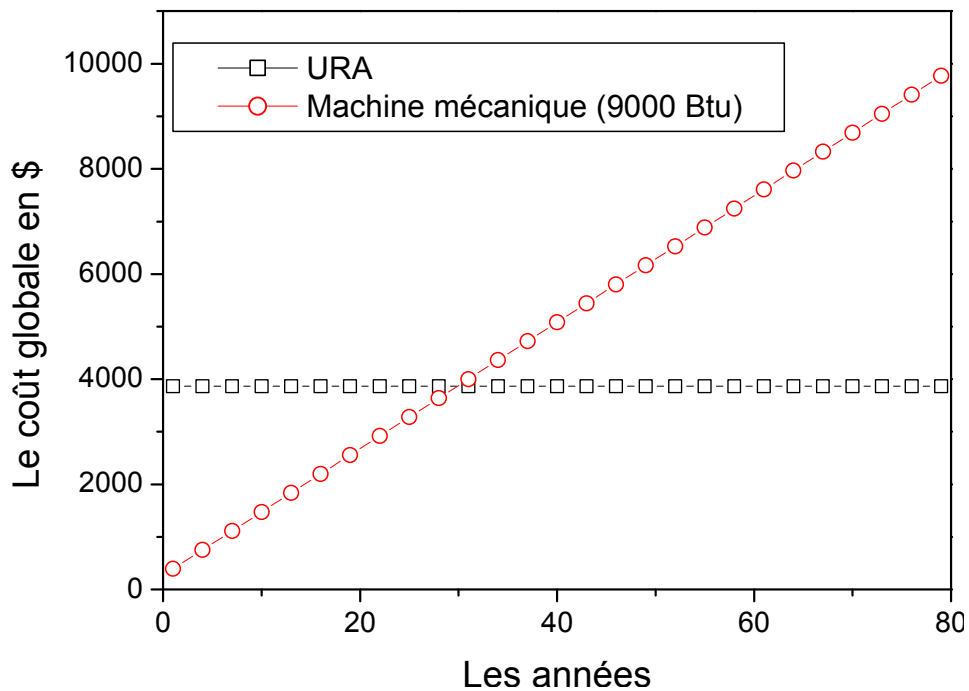
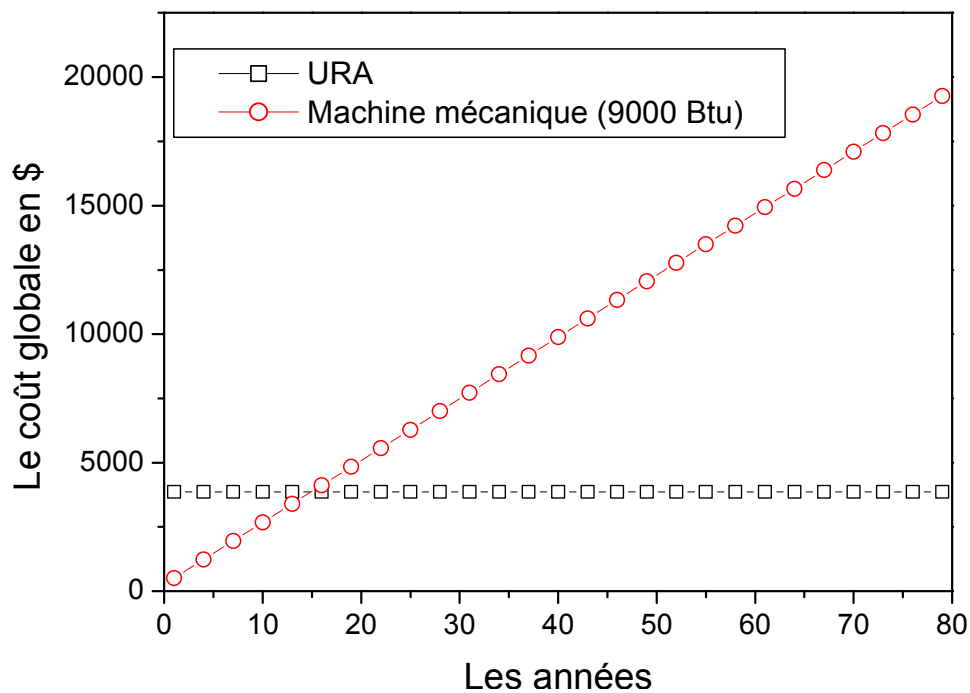


Figure IV.23 : Cout des deux machines pour un prix unitaire d’électricité de 0.1\$/kWh.

La **figure IV.24** illustre la durée que notre projet va prendre pour récupérer la somme de **3.865\$** pour un prix unitaire d'électricité **0.2\$**.



**Figure IV.24 : Cout des deux machines pour un prix unitaire d'électricité de 0.2\$/kWh.**

On constate que le projet sera rentable après une durée de **15 ans**.

D'après les trois dernières figures on constate que le projet de la machine frigorifique à absorption devient rentable plus tôt avec l'augmentation du prix unitaire de l'électricité.

# **CONCLUSION GENERALE**

## Conclusion générale

---

Dans le cadre de ce travail, nous proposons une étude théorique sur les performances de chauffe-eau solaire et la machine frigorifique à absorption, en utilisant un programme informatique utilisé pour la simulation de la température de sortie du fluide caloporteur, le rendement instantané et la puissance produite par le capteur a été développé en langage MATLAB, sa modélisation mathématique basée sur la méthode des bilans globaux des énergies, prend en compte les conditions initiales associées au capteur.

Les résultats obtenus de cette étude nous a permis de remarquer l'influence des paramètres opérationnels sur le rendement instantané et la température de sortie du fluide caloporteur de chauffe-eau solaire à savoir les paramètres externes et les paramètres internes. On a constaté que le rayonnement solaire global et la température ambiante influent grandement sur le rendement instantané et la température de sortie du fluide de façon proportionnelle. En outre ces résultats nous ont permis de connaître les puissances frigorifiques nécessaires pour faire marcher la machine frigorifiques pendant 3 heures par jour dans les mois suivants ; Avril, Mai, Juin, Juillet et Aout à Ghardaïa.

À travers cette étude nous avons tenté d'apporter un aspect économique on comparant la machine frigorifique à absorption à une machine mécanique en utilisant différentes approches et valeurs permettant de donner et de fournir des résultats en déterminant une durée sur lequel la machine à absorption sera rentable comparativement à la machine mécanique.

**REFERENCES**  
**BIBLIOGRAPHIQUES**

## Références bibliographique

---

- [1] **SOTEHI Nassima** : Caractéristiques Thermiques des Parois des Bâtiments et Amélioration de L'isolation (2010).
- [2] **BEKKOUCHE sidi Mohamed El Amine** .Thèse << Modélisation du comportement thermique de quelque dispositif solaire >> Université de Tlemcen **2008-2009**.
- [3] **R.Bernard, G. Menguy, M. Schwartz** “*Le rayonnement solaire, conversion thermique et applications*”, Technique et documentation, Paris, **1983**.
- [4] [https://fr.wikipedia.org/wiki/Transfert\\_thermique#Rayonnement](https://fr.wikipedia.org/wiki/Transfert_thermique#Rayonnement)
- [5] **BRAHIMI Aghiles** : Etude de performances d'un capteur solaire plan à eau. UNIVERSITE DE LORRAINE (Février **2016**).
- [6] [https://fr.wikipedia.org/wiki/Chauffe-eau\\_solaire](https://fr.wikipedia.org/wiki/Chauffe-eau_solaire).
- [7] **AKERMI Mustapha** : Contribution à l'étude d'un capteur solaire thermodynamique thermosiphon à eau et application aux sites de Tiaret et Adrar. Université Abou Baker Belkaid Tlemcen.
- [8] **DJADI Kamilia** : Caractérisation et conception d'un système de réfrigération. Université de Bouira 2015.
- [9] **BELHADJ Khaled**: Etude d'un refroidisseur d'une installation de réfrigération solaire à absorption. Université de Biskra, **2014**.
- [11] **Ong KS**. “A finite difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater”. Solar Energy (**1974**); 16: 137–47.
- [11 b]**Ong KS**. “An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater” Solar Energy (**1976**); 18: 183–91.
- [12] **Kudish AI, Santamaura P, Beaufort P**. “Direct measurement and analysis of thermosyphon flow”. Solar Energy (**1985**); 35: 167–73.
- [13] **Morrison GL, Braun JE**. “System modelling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters”. Solar Energy (**1985**); 34:389–405.
- [14] **TL Webster, JP Coutier, JW Place, M. Tavana** : L'évaluation expérimentale de thermosiphon solaire avec des échangeurs de chaleur. Energy solar, 38 (**1987**), pp 219-231.

## Références bibliographique

---

- [15] **Knudsen S. Furbo S. Shah LJ.** Design of inlet to the mantle in a vertical mantle storage tank. In: Proceedings of ISES (2001) Solar World Congress 2001.
- [16] **Shah LJ. Andersen K. Furbo S. Knudsen S.** Heller AJ Entrance efforts in solar hot water stores. In: Proceedings of ISES 2001 Solar World Congress. (2001).
- [17] **MGH Parent, Van Der Meer, KGT Hollands** : Échangeurs de chaleur à convection naturelle dans les systèmes de chauffage solaire de l'eau: théorie et expérience *Énergie solaire*, 45 (1990), pp 43-52.
- [18] **Shariah AM, Shalabi B.** “Optimal design for a thermo syphon solar water heater”. *Renewable Energy* (1997); 11:351–61.
- [19] **Purdy, JM, Harrison, SJ, Osthuizen, PH,** Evaluation thermique des échangeurs de chaleur compacts dans une application de convection naturelle. In: Actes de la 1<sup>le</sup> Conférence internationale de transfert de chaleur (1998), Kyōngju, Corée, pp 305-310.
- [20] **Hobson PA, Norton B.** “A design monogram for direct thermo syphon solar energy water heaters”. *Solar Energy* (1989); 43:89–95.
- [21] **Benkhelifa** : Optimisation d'un capteur solaire plan. *Revue des Energies Renouvelables*, (1998), p. 13-18.
- [22] **Chaurasia**: PBL Solar water heaters based on concrete collectors. *Energy Journal*. (2000); 25(8):703-16.
- [23] **A. Ahmed-Zaïd, A. Moulla, M. S. Hantala 1 et J.Y. Desmons** : Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air: Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng. *Revu. Energ. Ren.* Vol.4 (2001) 69-78.
- [24] **Karaghoulî AA. Alnaser WE.** Experimental study on thermo syphon solar water heater in Bahrain. *Renewable Energy* (2001); 24(3-4):389-96.
- [25] **Zerrouki A. Boumédien A. Bouhadef K:** The natural circulation solar water heater model with linear temperature distribution. *Renewable Energy* (2002); 26(4):549-59.
- [26] **Crus MSJ. Geoffrey PH.** Reis JPSA Thermal performance of a trapezoidal-shaped solar collector/energy store. *Applied Energy* (2002); 73(2): 195-212.

## Références bibliographique

---

- [27] **Belessiotis V. Mathioulakis E.** Analytical approach of thermosyphon solar domestic hot water System performance. *Solar Energy* (2002); 72(4):307-15.
- [28] **Henden L. Rekstad J. Meir M.** Thermal performance of combined solar Systems with different collector efficiencies. *Solar Energy* (2002); 72(4):299-305.
- [29] **S.V. Joshi, R.S. Bokil, J.K. Nayak,** “Test standards for thermosyphon-type solar domestic hot water system: review and experimental evaluation”, *Solar Energy* 78 (2005) 781–798.
- [30] **Jaisankar S. Radhakrishnan TK. Sheeba KN.** Experimental studies on transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heater System with helical 25 tapes. *Energy* (2009); 29(5- 6): 1224-3L.
- [31] **Ong Li Jing, Mohammed J.K. Bashir, Jehng-Jung Kao:** Solar radiation based benefit and cost evaluation for solar water heater expansion in Malaysia. Institute of Environmental Engineering, National Chiao Tung University (2014).
- [32] **PromparnSae-Junga, Tanaporn Kittayanawacha , Phichamon Deedoma , Bundit Limmeechokchaia :** An Experimental Study of Thermo-Syphon Solar Water Heater in Thailand ; a Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University, Thailand (2015).
- [33] **Tabet Ismail :** Étude, Réalisation et simulation d’un capteur solaire. UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI CONSTANTINE (2016)
- [34] **Soteris A. Kalogirou :** Experimental investigation of graphed nenanoplate lets Nano fluid-based volumetric solar collector for domestic hot water Systems *Solar Energy*, Volume 131, June (2016), Pages 119-130
- [35] **Slimane Gabsi, Mahmoud Bourouis et Khaoula Hidouri :** Global water cycle and solar activity variations *Journal of Atmospheric and Solar-Terrestrial Physics*, Volume 142, May 2016, Pages 55-59



# **ANNEXES**

## L'Annexe

### L'aspect économique pour une comparaison entre une machine frigorifique à absorption et une machine mécanique de 12000Btu :

Années	Cout totale pour 12000Btu (3.5168 KW)	Cout pour prix unitaire d'électricité Sp=0.04\$	Cout pour prix unitaire d'électricité Sp=0.1\$	Cout pour prix unitaire d'électricité Sp=0.2\$
1	5105,42	473,12	569,3	729,6
4	5105,42	665,48	1050,2	1691,4
7	5105,42	857,84	1531,1	2653,2
10	5105,42	1050,2	2012	3615
13	5105,42	1242,56	2492,9	4576,8
16	5105,42	1434,92	2973,8	5538,6
19	5105,42	1627,28	3454,7	6500,4
22	5105,42	1819,64	3935,6	7462,2
25	5105,42	2012	4416,5	8424
28	5105,42	2204,36	4897,4	9385,8
31	5105,42	2396,72	5378,3	10347,6
34	5105,42	2589,08	5859,2	11309,4
37	5105,42	2781,44	6340,1	12271,2
40	5105,42	2973,8	6821	13233
43	5105,42	3166,16	7301,9	14194,8
46	5105,42	3358,52	7782,8	15156,6
49	5105,42	3550,88	8263,7	16118,4
52	5105,42	3743,24	8744,6	17080,2
55	5105,42	3935,6	9225,5	18042
58	5105,42	4127,96	9706,4	19003,8
61	5105,42	4320,32	10187,3	19965,6
64	5105,42	4512,68	10668,2	20927,4
67	5105,42	4705,04	11149,1	21889,2
70	5105,42	4897,4	11630	22851
73	5105,42	5089,76	12110,9	23812,8
76	5105,42	5282,12	12591,8	24774,6
79	5105,42	5474,48	13072,7	25736,4

En remarque bine que le projet sera rentable après une durée de **74 ans** pour un prix unitaire d'électricité de **0.04\$**.

Et dans une durée de **30 ans** pour un prix d'électricité unitaire de **0.1\$**.

Aussi après une durée de **15 ans** pour un prix d'électricité unitaire de **0.2\$**.

## L'Annexe

### L'aspect économique pour une comparaison entre une machine frigorifique à absorption et une machine mécanique qui consomme 10KWh (34140Btu) :

	Cout totale (\$) pour Une machine de 10KW (34140Btu)	Cout pour prix unitaire d'électricité Sp=0.04\$	Cout pour prix unitaire d'électricité Sp=0.1\$	Cout pour prix unitaire d'électricité Sp=0.2\$
<b>1</b>	14778,1	1546,53	1820,13	2276,13
<b>4</b>	14778,1	2093,73	3188,13	5012,13
<b>7</b>	14778,1	2640,93	4556,13	7748,13
<b>10</b>	14778,1	3188,13	5924,13	10484,13
<b>13</b>	14778,1	3735,33	7292,13	13220,13
<b>16</b>	14778,1	4282,53	8660,13	15956,13
<b>19</b>	14778,1	4829,73	10028,13	18692,13
<b>22</b>	14778,1	5376,93	11396,13	21428,13
<b>25</b>	14778,1	5924,13	12764,13	24164,13
<b>28</b>	14778,1	6471,33	14132,13	26900,13
<b>31</b>	14778,1	7018,53	15500,13	29636,13
<b>34</b>	14778,1	7565,73	16868,13	32372,13
<b>37</b>	14778,1	8112,93	18236,13	35108,13
<b>40</b>	14778,1	8660,13	19604,13	37844,13
<b>43</b>	14778,1	9207,33	20972,13	40580,13
<b>46</b>	14778,1	9754,53	22340,13	43316,13
<b>49</b>	14778,1	10301,73	23708,13	46052,13
<b>52</b>	14778,1	10848,93	25076,13	48788,13
<b>55</b>	14778,1	11396,13	26444,13	51524,13
<b>58</b>	14778,1	11943,33	27812,13	54260,13
<b>61</b>	14778,1	12490,53	29180,13	56996,13
<b>64</b>	14778,1	13037,73	30548,13	59732,13
<b>67</b>	14778,1	13584,93	31916,13	62468,13
<b>70</b>	14778,1	14132,13	33284,13	65204,13
<b>73</b>	14778,1	14679,33	34652,13	67940,13
<b>76</b>	14778,1	15226,53	36020,13	70676,13
<b>79</b>	14778,1	15773,73	37388,13	73412,13

En remarque bine que le projet sera rentable après une durée de **74 ans** pour un prix unitaire d'électricité de **0.04\$**.

Et dans une durée de **30 ans** pour un prix d'électricité unitaire de **0.1\$**.

Aussi après une durée de **15 ans** pour un prix d'électricité unitaire de **0.2\$**.

## L'influence de l'écart ( $T_{fe} - T_a$ ) :

### 1-sur le rendement instantané :

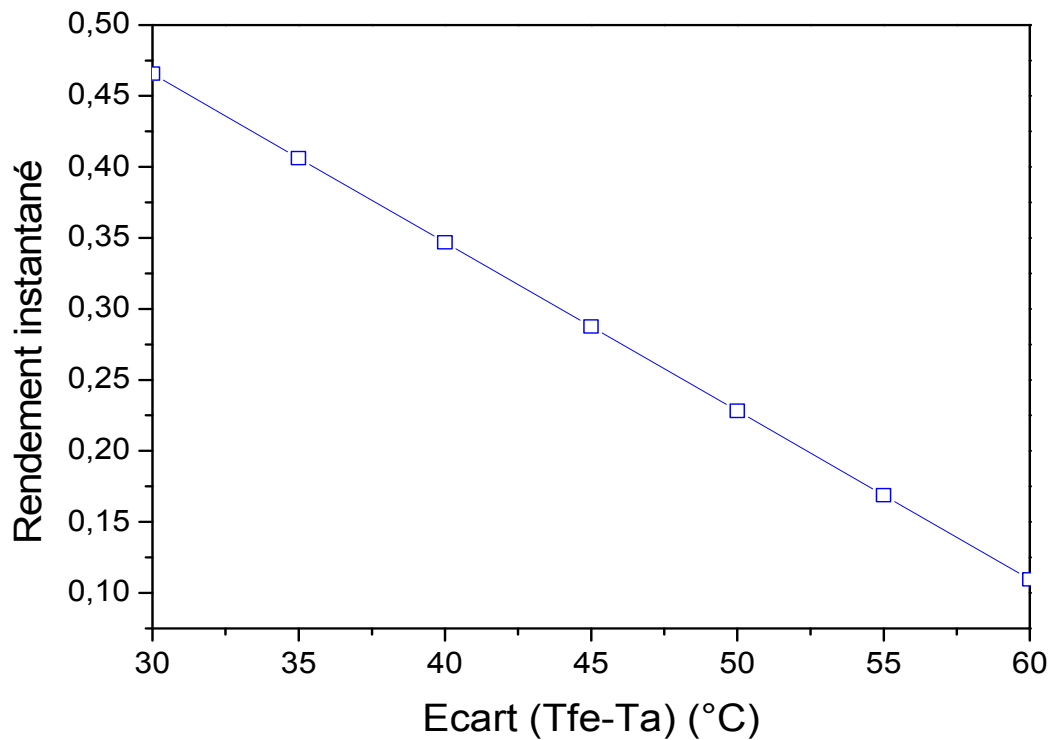


Figure : l'influence de l'écart ( $T_{fe} - T_a$ ) sur le rendement instantané.

### 2- sur la température de sortie du fluide :

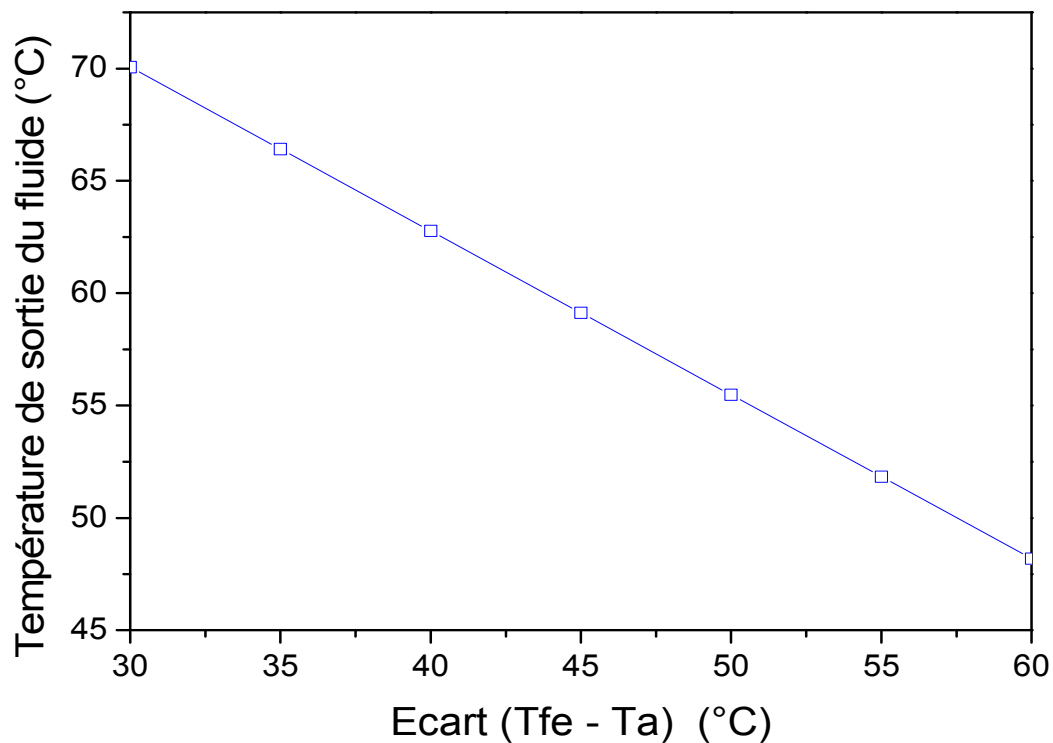


Figure : l'influence de l'écart ( $T_{fe} - T_a$ ) sur la température de sortie du fluide.

**3- sur la puissance produite par le capteur :**

