



Université Mohamed Khider de Biskra  
Science et de la Technologie  
Département de Génie Mécanique

# MÉMOIRE DE MASTER

**Domaine : Sciences et Techniques**

**Filière : Génie Mécanique**

**Spécialité : Enrgitique**

Réf. : Entrez la référence du document

---

Présenté et soutenu par :  
**BOUBECHÉ Nouredine**

Le : Lundi 7 Septembre 2020

## Étude paramétrique d'un panneau solaire à air dans la région de Biskra

---

### Jury :

Mr.	ATMANI Rachid	PR	Université de Biskra	Président
Mr.	BENMACHICHE.A.Hakim	MCA	Université de Biskra	Encadreur
Mr.	AOUES Kamel	MCA	Université de Biskra	Examineur

## *Dédicace*

---

*Je dédie ce modeste travail*

*A mes chers parents*

*Fatma et **AMMAR RABI YARHMO***

*A mes chères sœurs*

*Laila, Touta, Samiha, Rahma, Sara ET Hadda*

*A ma nièce*

*Ghezzal, Khalil.*

*A mon encadreur Mr Ben Mechiche Hakim*

*A Tous nos enseignants du département de génie  
mécanique.*

*Egalement tous les étudiants du génie Mécanique  
énergétique Aymen, Adam, Romaiassa, Soufounizia,  
Kinza, Thamer, Bouchra.*

*Enfin à :*

*A Elhachemi, Hocine, Adel, Omar.*

*Remerciements*

*Je remercie ALLAH de m' avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener à terme ce présent travail. J' exprime mes grâtes, mes reconnaissances et mes sincères remerciements à*

*Dr. A.H. BENMACHICHE pour m' avoir encadré tout le long de mon projet. J' adresse mes remerciements à Monsieur le Président de jury et Messieurs les membres de jury d' avoir ont accepté de faire l' honneur de juger ce travail et de participer au jury de ce mémoire.*

## Résumé

Ce travail, axé sur les énergies renouvelables, présente une simulation numérique. La complexité des modèles mathématiques de ces phénomènes a conduit les chercheurs à mener des études liées à ce domaine en se basant sur plusieurs hypothèses simplificatrices, telles que le régime d'écoulement est stationnaire, la conduction longitudinale est négligeable. Notre problème revient à résoudre les équations de bilan énergétique de chaque composant (vitre, absorbeur, air). La simulation numérique réalisée donne une grande correspondance avec le travail réalisé par [27].

Mots clés : Capteur solaire à air, transfert thermique, simulation numérique et nombre de Reynolds.

## المخلص

يقدم هذا العمل ، الذي يركز على الطاقات المتجددة ، محاكاة عددية ، وقد أدى تعقيد النماذج الرياضية لهذه الظواهر إلى قيام الباحثين بإجراء دراسات تتعلق بهذا المجال بناءً على عدة افتراضات مبسطة ، مثل نظام التدفق الثابت ، التوصيل الطولي لا يكاد يذكر. تتمثل مشكلتنا في حل معادلات توازن الطاقة لكل مكون (زجاج ، ماص ، هواء). المحاكاة الرقمية التي تم إجراؤها وتتوافق بشكل كبير مع العمل الذي قام به [27].

الكلمات الرئيسية: جامع الهواء الشمسي ، النقل الحراري ، المحاكاة العددية ورقم رينولد.

## *Table des matières*

---

Dédicace.....	I
Remerciement.....	II
Résumé.....	III
Sommaire.....	VI
Liste des figures.....	VII
Nomenclature.....	X
<b>1. Introduction général.....</b>	<b>1</b>
<b>Chapitre I : Généralité sur capteurs solaires à air</b>	
I.1.Introduction.....	3
I.2. Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan.....	3
I.3.Composantes d'un capteur plan.....	3
I.3.1. L'absorbeur.....	4
I.3.2. Le fluide caloporteur.....	5
I.3.3 La couverture transparente (vitrage) .....	6
I.3.4. Isolant.....	6
I.4. Types de capteurs solaires.....	6
I.4.1. Capteurs plans non vitrés.....	7
I.4.2. Capteurs plans vitrés.....	7
I.4.3. Avantages et inconvénients des capteurs plans vitrés et non vitrés.....	8
I.4.4. Capteurs plans vitrés.....	8
I.4.4.a. Avantage .....	8
I.4.4.b. Inconvénients .....	8
I.4.5. Capteurs plans non vitrés.....	8
I.4.5.a. Avantages .....	8
I.4.5.b. Inconvénient.....	8
I.5. Paramètres et caractéristiques de fonctionnement des capteurs solair.....	9

## *Table des matières*

---

I.6. Applications des capteurs solaires plans à air.....	9
I.6.1: Chauffages et climatisation des habitations.....	9
I.6.2.Séchage.....	10
I.6.3.Production de l'énergie mécanique.....	11
Conclusion .....	11

### **Chapitre II : synthèse bibliographique**

II.1 Introduction.....	12
II.2 Recherches Réalisées sur les capteurs solaires.....	12
Conclusion.....	16

### **Chapitre III : Modélisation mathématique**

III.1. Introduction.....	18
III.2. Modélisation de l'insolateur.....	18
III.3. Méthode par tranche <<pas ou pas >>.....	18
III.4. Capteur solaire à air avec vitre, absorbeur et plaque inférieure.....	18
III.5. Capteur solaire à air avec chicane fixés sur la plaque absorbante.....	20
III.6. Modélisation des coefficients d'échange thermique.....	22
III.6.1.Transfert radiatif.....	22
III.6.2.Transfert convectif.....	23
III.6.6.1.Transfert convectif dû au vent.....	23
III.6.6.2.Transferts convectifs dans le capteur.....	24
III.7. Les pertes thermiques.....	25
III.7.1.Pertes à l'arrière.....	25
III.7.2.Pertes à l'avant.....	25
III.8. Rendement thermique et l'énergie utile (récupéré par le fluide caloporteur).....	25

## *Table des matières*

---

III.9. Puissance absorbée.....	25
III.10. Coefficient d'échange convectif local.....	25
III.11. Détermination de nombre de Reynolds.....	26
III.12. Programme de calcul.....	26
Conclusion .....	28

### **Chapitre IV: Résultat et discussions**

IV.1. Introduction.....	29
IV.2. Détermination de nombre de Reynolds.....	29
Cas 1 : $\dot{m} = 0.03$ kg/s et $I_g$ à 1100 w/m <sup>2</sup> .....	29
Cas 1 : $\dot{m} = 0.03$ kg/s et $I_g$ à 700 w/m <sup>2</sup> .....	30
IV.3. Evolution de la température de (vitre, fluide et absorbeur) suivant la longueur De capteur.....	30
IV.4. Pour le débit massique 0.05 kg/s et $I_g=700$ w/m <sup>2</sup> .....	31
IV.5. Variation du rendement thermique en fonction de débit massique .....	33
Conclusion.....	34
Conclusion générale.....	35

## *Liste des figures*

---

### Liste des figures

désignation	page
<b>Figure I.1.</b> Vue en coupe d'un capteur solaire plan.	3
<b>Figure I.2.</b> Composants d'un capteur solaire plan.	4
<b>Figure I.3.</b> Vue d'un capteur solaire non vitré.	7
<b>Figure I.4.</b> Description d'un capteur solaire non vitré.	7
<b>Figure I.5.</b> Capteur plan vitré.	8
<b>Figure I.6.</b> Chauffages et climatisation des habitations.	10
<b>Fig.I.7.</b> Séchage solaire	11
<b>Figure II.1.</b> Capteur avec des chicane rectangulaire sur la plaque inférieure en bois. N.Moummi et al (2004).	12
<b>Figure II.2.</b> Evolution du rendement du capteur en fonction du débit volume de l'air pour les deux configurations de capteurs (avec chicane et absorbeur sélectif) (N.Moummi et al (2004).	13
<b>Figure II.3.</b> Capteur solaire à air	14
<b>Figure II.4.</b> Plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement soudé sur la face inférieure de l'absorbeur avec double vitrage.	15
<b>Figure III.1.</b> Schéma représentatif des échanges énergétiques de capteur avec vitre.	20
<b>Figure III.2.</b> Schéma électrique équivalent relatif à une section de l'isolateur.	20



## *Liste des figures*

---

<b>Figure. III.3</b> Schéma montrant les dimensions d'ailette et des chicanes et. Capteur solaire à air avec des ailettes et des chicanes fixé sur plaque absorbante	22
<b>Figure. III.4</b> Organigramme simplifié du programme principal	27
<b>Figure IV.1.</b> variation de la température de fluide en fonction de la longueur de panneau pour des différents nombre de Reynolds et pour $\dot{m} = 0.03$ kg/s et $I_g$ à $1100$ w/m <sup>2</sup> .	29
<b>Figure IV.2.</b> Variations de la température du fluide en fonction de la longueur de panneau pour des différents nombre de Reynolds et pour $\dot{m} = 0.03$ kg/s et $I_g$ à $700$ w/m <sup>2</sup> .	30
<b>Figure IV.3.</b> évolution de la température de (vitre, fluide et absorbeur) suivant la longueur du capteur.	31
<b>Figure IV.4.</b> variations de la température de sortie de fluide en fonction de la longueur de panneau pour des différents nombre de Reynolds.	32
<b>Figure IV.5.</b> Variations de température de sorte de fluide en fonction de longueur de panneau pour des différents nombre de Reynolds.	32
<b>Figure IV.6.</b> Évolution de la température de (vitre, fluide et absorbeur) suivant la longueur de capteur.	33
<b>Figure IV.7.</b> Variation de rendement thermique en fonction de débit massique pour une valeur fixe de gisement solaire ( $I_g=700$ W/m <sup>2</sup> ).	34

## *Nomenclature*

---

### Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
$A_p$	Surface du capteur	$(m^2)$
$A_f$	Section de passage de l'air	$(m^2)$
$A_{chic}$	Surface totale des chicanes	$(m^2)$
$A_{chicb}$	Surface de la base des chicanes	$(m^2)$
$A_{aillet}$	Surface totale des ailettes	$(m^2)$
$A_{ailletb}$	Surface de la base des ailettes	$(m^2)$
$C_p$	Capacité thermique	$(J/kgK)$
$D_h$	Diamètre hydraulique	$(m)$
$D_h$	Profondeur de canal	$(m)$
ET	Equation du temps	$(minute)$
$h_r$	Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement	$(W/m^2K)$
$h_{nc}$	Coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle	$(W/m^2K)$
h	Coefficient de transfert par convection forcée	$(W/m^2K)$
$H_{chic}$	Hauteur de chicanes	$(m)$

## *Nomenclature*

$H_{ailet}$	Hauteur des ailettes	(m)
$I_g$	Gisement global	(W/m <sup>2</sup> )
$K_{ins}$	Conductivité thermique de l'isolant	(W/m k)
$K_{ailet}$	Conductivité thermique des ailettes	(W/m k)
L	Longueur de collecteur	(m)
$L_{chic}$	La distance entre les chicanes	(m)
$\dot{m}$	Débit massique	(Kg/s)
$N_{chic}$	Nombre de chicane	/
$Q_u$	Énergie utile	(W)
$Q_s$	Énergie stocke	(W)
$t_{ailet}$	Épaisseur des ailettes	(m)
$t_{chic}$	Épaisseur des chicanes	(m)
T	Température	(K)
$U_t$	Coefficient de perte thermique	(W/m <sup>2</sup> K)
$U_b$	Coefficient de perte de chaleur de fond	(W/m <sup>2</sup> K)
$V_f$	Vitesse de l'air	(m/s)
$V_V$	Vitesse de vent	(m/s)

## *Nomenclature*

---

$W$	Largeur de collecteur	(m)
$W_{chic}$	Largeur de chicane	(m)
$\eta$	Efficacité	/
$\sigma$	Constant Stefan Boltzmann	$(W/m^2 \cdot K^4)$
$\alpha$	Coefficient d'absorption	/
$\varepsilon$	Emissivité	/
$\mu_f$	Viscosité de l'air	$(Kg/ms^2)$
$\rho_f$	Densité de l'air	$(W/m K)$
$K_f$	Conductivité thermique de l'air	$(W/m K)$
$\delta$	Épaisseur	(m)
$\tau$	Transmissivité de vitre	/
$Nu$	Nombre de Nusselt	/
$Re$	Nombre de Reynold	/

# *Introduction générale*

## **1. Introduction générale**

Les énergies renouvelables sont des sources d'énergie dont le renouvellement naturel est assez rapide pour qu'elles puissent être considérées comme inépuisables à l'échelle du temps humain. Elles proviennent de phénomènes naturels cycliques ou constants induits par les astres: le Soleil surtout, pour la chaleur et la lumière, mais aussi la lune (marées) et la terre (géothermie). Leur caractère renouvelable dépend d'une part de la vitesse à laquelle la source est consommée, et d'autre part de la vitesse à laquelle elle se régénère. L'expression « énergie renouvelable » est la forme courte et usuelle des expressions « sources d'énergie renouvelables » ou « énergies d'origine renouvelable » qui sont plus correctes d'un point de vue physique. La part des énergies renouvelables dans la consommation finale mondiale d'énergie en 2014 était estimée à 19,2 %, dont 14 % de biomasse, et leur part dans la production d'électricité à la fin 2015 était estimée à 23,7 % : 16,6 % d'hydroélectricité, 3,7 % d'éolien, 2,0 % de biomasse, 1,2 % de photovoltaïque et 0,5 % de divers (géothermie, solaire thermodynamique, énergies marines). L'énergie solaire est l'énergie diffusée par le rayonnement du Soleil. Des ondes radio aux rayons gamma en passant par la lumière visible, tous ces rayonnements sont constitués de photons, les composants fondamentaux de la lumière et les vecteurs de l'énergie solaire. L'énergie solaire est issue des réactions de fusion nucléaire qui animent le Soleil. Sur Terre, l'énergie solaire est à l'origine du cycle de l'eau, du vent et de la photosynthèse du règne végétal. Le règne animal, y compris l'humanité, dépendent des végétaux sur lesquels sont fondées toutes les chaînes alimentaires. L'énergie solaire est à l'origine de toutes les formes de production énergétique aujourd'hui utilisées sur Terre, à l'exception de l'énergie nucléaire, de la géothermie et de l'énergie marémotrice. L'homme utilise l'énergie solaire pour la transformer en d'autres formes d'énergie : énergie chimique (les aliments que notre corps utilise), énergie cinétique, énergie thermique, énergie électrique ou biomasse.

L'énergie solaire est souvent employée pour produire l'électricité ou l'énergie thermique. Un des outils utilisés pour exploiter l'énergie solaire est le capteur solaire qui peut être utilisé dans beaucoup d'applications nécessitant des températures basses et modérées, telles que le chauffage des locaux, le séchage des produits agricoles, le séchage du bois, le séchage des briques, etc...

L'objectif du travail que nous présentons est de conduire une investigation paramétrique d'un capteur solaire plan à air menu avec des chicanes. Le panneau solaire concerné a été déjà étudié

## *Introduction générale*

---

expérimentalement par [27] et dans ce travail nous avons déterminé les nombres de Reynolds correspondant aux mêmes conditions d'écoulement traversant les chicanes. Puis, avec un code basé sur les bilans thermiques, nous avons analysé d'autres paramètres qui n'ont été pas étudié dans la référence [27].

Le présent travail comporte quatre chapitres :

Le premier chapitre expose des généralités sur les capteurs solaires, les types et les différents échanges thermiques mis en jeu au sein des capteurs.

Le deuxième chapitre tourne autour de quelques travaux réalisés sur le capteur solaire à air plan.

Dans le troisième chapitre, nous étudierons la modélisation mathématique et nous présenterons les différentes équations liées à cette étude par un langage numérique Fortran.

Les résultats sont discutés au chapitre 4 et présentés sous forme graphique représentant les structures d'écoulement.

Enfin, nous terminons notre mémoire par une conclusion générale résumant l'essentiel de notre travail.

# Chapitre I

## **Généralités sur les capteurs**

### **Solaires plans**



## I.1.Introduction

Dans ce chapitre, nous avons donné une généralité sur les capteurs solaires plans, et le principe de fonctionnement. Et les avantages et inconvénient. Des capteurs vitre et non vitre. Les applications de l'énergie solaire captée par des capteurs solaires plans à air.

## I.2. Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan

Les capteurs solaires plans, sont conçus pour la conversion de l'énergie solaire par voie thermodynamique ou bien la conversation thermique de l'énergie solaire, reposent sur la technologie la plus simple. Ils sont constitués d'une surface réceptrice noire qui absorbe le rayonnement solaire incident visible de la bande spectrale ( $0,3 \ll 3\mu\text{m}$ ), du rayonnement direct et diffus. Au-dessus de l'absorbeur se trouve un système de couverture à simple ou à double vitrage, limite les pertes thermiques convectives avec l'air ambiant fig (I.1), ainsi que les pertes radiatives grâce à la propriété du verre pratiquement opaque dans le domaine de l'infrarouge. Une isolation sur la face arrière du capteur limite également les pertes thermiques par conduction et par convection [1].

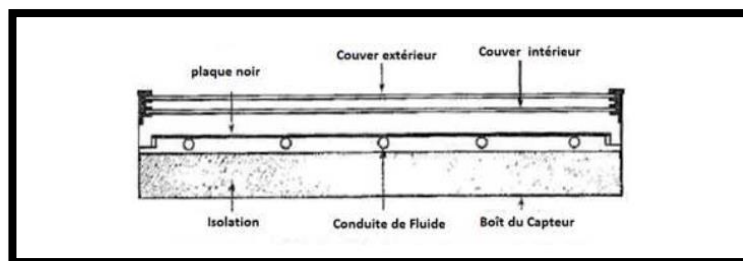


Fig.I.1: vue en coupe d'un capteur solaire plan [1].

## I.3.Composantes d'un capteur plan

Un capteur plan est constitué essentiellement d'une couverture transparente, d'un absorbeur, d'un fluide caloporteur, d'une isolation thermique et d'un coffre (fig. I.2) [2].

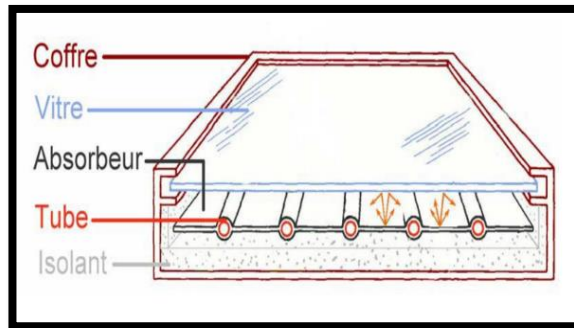


Fig.I.2 : Composantes d'un capteur solaire plan [2].

### I.3.1. L'absorbeur

L'absorbeur est l'élément central du capteur solaire, il absorbe le rayonnement solaire global de courtes longueurs d'onde et le convertit en chaleur. Il est constitué d'une plaque à laquelle sont intégrés des tubes à travers les quels circule le caloporteur. Le matériau constituant la plaque de l'absorbeur peut être soit métallique soit en matière plastique la quelle est utilisée uniquement dans le cas où un milieu agressif circule directement dans l'absorbeur tel est le cas de l'eau d'une piscine. L'emploi des matières plastiques entraine des différences notables comparées aux métaux.

L'absorbeur peut être classé suivant sa forme. On trouve:

- Les capteurs plans.
- Les capteurs à cavités.
- Les avantages sont :
  - La légèreté.
  - La possibilité de teinter le produit dans la masse et donc de ne pas craindre les rayures.
  - La faible sensibilité des plastiques à la corrosion.
- Les inconvénients sont :
  - Une mauvaise conductibilité thermique.
  - Un vieillissement dû au rayonnement U.V.
  - Une tenue médiocre aux températures élevées.

Dans le cas des métaux on utilise le cuivre, l'acier inoxydable, ou bien l'aluminium, qui ont des bonnes conductibilités thermiques. L'absorbeur ne doit pas être trop mince. En pratique, on emploie généralement une feuille découvre ou d'aluminium de 0.2mm d'épaisseur avec des

variantes de 0.15 à 0.3 mm Les canaux contenant le fluide caloporteur ne doivent pas être trop espacés ; ainsi, la transmission de la chaleur de l'absorbeur vers le fluide caloporteur se fait plus efficacement. Dans la pratique, on choisit généralement un intervalle de 100 à 120 mm entre les tubes. Cela représente un compromis entre une évacuation optimale de la chaleur, une faible inertie thermique et une utilisation réduite des métaux tout en préservant des coûts de fabrication bas. Il est fortement nécessaire d'assurer un bon contact entre les feuilles de l'absorbeur et les tubes du fluide caloporteur afin de réduire le plus possible la résistance thermique de contact.

L'absorbeur se caractérise par deux paramètres:

- Le facteur d'absorption solaire  $\alpha^*$  (ou absorptivité): le rapport du rayonnement lumineux absorbé par le rayonnement lumineux incident.
- Le facteur d'émission infrarouge  $\varepsilon$  (ou émissivité): le rapport entre l'énergie rayonnée dans l'infrarouge lorsque l'absorbeur est chaud et celle qu'un corps noir rayonnerait à la même température. En général, un absorbeur efficace a une bonne absorptivité ainsi que sa faible émissivité. Cependant, les surfaces métalliques tendent à réfléchir la lumière d'où une perte d'énergie. Pour résoudre ce problème, les surfaces métalliques doivent être enduites d'une surface sélective qui d'une part absorbe le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde avec un rendement élevée le transforme en par l'effet de décalage de Wien et qui, d'autre part ne perd que très peu d'énergie grâce à son état de surface qui agit comme un piège vis-à-vis du rayonnement I.R ( $\varepsilon < 0.15, \alpha > 0.9$ ). Cette surface n'est considérée comme surface noire que pour la lumière solaire, pour les I.R elle agit comme un miroir [2].

### I.3.2. Le fluide caloporteur

Le fluide de travail est chargé de transporter la chaleur entre deux ou plusieurs sources de température. Il est choisi en fonction de propriétés physiques et chimiques, il doit posséder une conductivité thermique élevée, une faible viscosité et une capacité calorifique élevée. Dans le cas des capteurs plans, on utilise de l'eau à laquelle on ajoute un antigel (généralement de l'éthylène glycol) ou bien de l'air. Par rapport à l'eau, l'air a les avantages suivants :

- Pas de problème de gel l'hiver ou d'ébullition l'été.
- Pas de problème de corrosion (l'air sec).

- Toute fuite est sans conséquence.
- Il n'est pas nécessaire d'utiliser un échangeur de chaleur pour le chauffage des locaux.
- Le système à mettre en œuvre est plus simple et plus fiable.
- Cependant il présente certains inconvénients, à savoir :
- L'air ne peut servir qu'au chauffage des locaux ou pour le séchage solaire.
- Le produit masse volumique  $\times$  capacité calorifique, est faible ( $\rho \times C_p = 1225 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$ ) pour l'air contre  $4.2.106 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$  pour l'eau.
- Les conduites doivent avoir une forte section pour laisser passer un débit suffisant [2].

### I.3.3. La couverture transparente (vitrage)

C'est la partie à travers laquelle le rayonnement atteint la surface de l'absorbeur. L'une de ses caractéristiques est de réaliser l'effet de serre. Les matériaux les plus utilisés sont :

- Le verre.
- Les polycarbonates.
- Les polyméthacrylates de méthyle.

En ce qui concerne les verres, on préférera ceux dont le taux d'oxyde de fer est le plus faible (verre horticole par exemple). On rencontre également des couvertures transparentes multiples (doubles) et des couvertures constituées par un film souple transparent tel que Mylar ou Tedlar, parmi les fonctions de la couverture transparente on peut citer :

- La protection de l'absorbeur et l'isolation thermique.
- Fait partie de l'isolation thermique.
- Elle réfléchit le rayonnement au minimum et absorbe la lumière aussi peu possible de sorte que la totalité du rayonnement atteint la surface de l'absorbeur [3].

### I.3.4. isolant

Le capteur solaire emmagasine de l'énergie thermique à partir du rayonnement solaire.

Cependant pour rendre maximal cette énergie, il faut utiliser un matériau suffisamment isolant afin de minimiser les pertes vers l'extérieur [4].

## I.4. Types de capteurs solaires

### I.4.1. Capteurs plans non vitrés

Ce sont des capteurs simples de grande surface de collecte produisant de températures relativement basses et peu sensibles à l'angle d'incidence du rayonnement (fig (I.3)). Ils peuvent être utilisés pour le chauffage des piscines et de l'eau sanitaire. Un modèle de ces capteurs est présenté (fig (I.4)) [4].



Fig.I.3: Vue d'un capteur solaire non vitré [4].

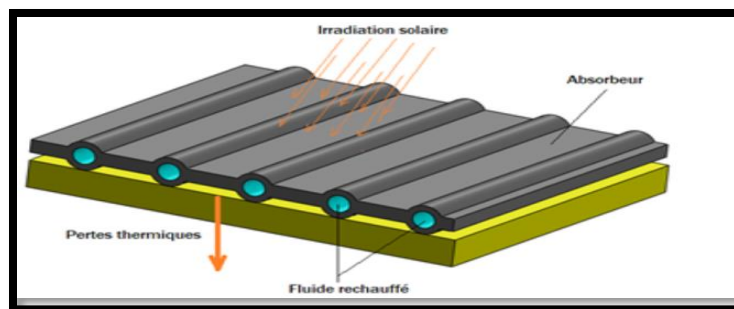


Fig.I.4: Description d'un capteur solaire non vitré [4].

### I.4.2. Capteurs plans vitrés

Ce sont des systèmes destinés à générer de l'air chaud pour le séchage ou la production de l'eau chaude sanitaire. Ils sont constitués d'éléments plans montés en parallèle. Sa couverture transparente plane souvent en verre reçoit le maximum de rayonnement qu'il transmet partiellement à l'absorbeur qui est en tôle peinte en noir pour absorber le maximum de rayonnement solaire. Il est isolé sur les faces latérales et arrière comme l'indique (la figure (I.5)). Ce type de capteur est installé proche des stations thermiques, ses températures de fonctionnement peuvent aller jusqu'à 100°C [4].

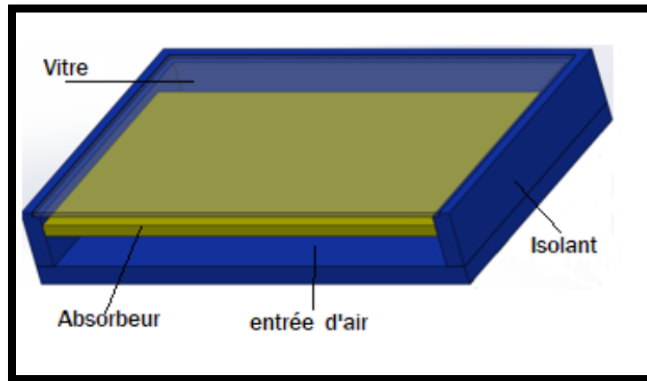


Fig.I.5: Capteur plan vitré [4].

### I.4.3. Avantages et inconvénients des capteurs plans vitrés et non vitrés

#### I.4.4. Capteurs plans vitrés

##### I.4.4.a. Avantage

- Longue durée de vie.
- Efficacité énergétique.

##### I.4.4.b. Inconvénients

- Ne convient qu'à hautes températures.
- La température interne peut monter très rapidement dans l'absence de circulation de fluide caloporteur.

#### I.4.5. Capteurs plans non vitrés

##### I.4.5.a. Avantages

- Coût moindre.
- Rendement élevé pour des températures  $<40^{\circ}\text{C}$ .
- L'absorbeur peut constituer lui-même le toit des bâtiments.

##### I.4.5.b. Inconvénient

- Fonctionne uniquement pour des faibles températures [5].

### I.5. Paramètres et caractéristiques de fonctionnement des capteurs solaires

Elles peuvent être classées en deux catégories : paramètres externes et paramètres internes :

- Paramètres externes: les paramètres externes sont représentés par:
- Paramètre d'ensoleillement : éclairage énergétique du au rayonnement global a la position du soleil et a La durée d'insolation.
  - la température extérieure sèche.
  - la vitesse du vent sur le capteur.
- Paramètres internes: les paramètres internes sont représentés par :
  - paramètre de position : l'inclinaison et l'orientation
  - dimensions de capteur: épaisseur, longueur, la largeur et la surface réceptrice.
  - la section de passage du fluide.
- Paramètres de fonctionnements : les paramètres de fonctionnement sont représentés par:
  - la température d'entrée du fluide dans le capteur.
  - les températures des différentes parties du capteur
  - le débit du fluide caloporteur.

Ces caractéristiques sont très importantes car elles permettent, en tenant compte du coût, d'effectuer un choix parmi les différents types de capteur, dont entre autres : la température de sortie du fluide et la puissance thermique utile du capteur [6].

## **I.6.Applications des capteurs solaires plans à air**

Plusieurs applications de l'énergie solaire captée par des capteurs solaires plans à air sont utilisées. Parmi les plus répandues, le chauffage, la climatisation, le séchage, la production de l'énergie mécanique, etc.....[7].

### **I.6.1. Chauffages et climatisation des habitations**

Le principe est présenté sur la Fig.(I.6) consiste à chauffer le fluide dans le capteur solaire, l'air est véhiculé par ventilateur vers des points d'utilisations.

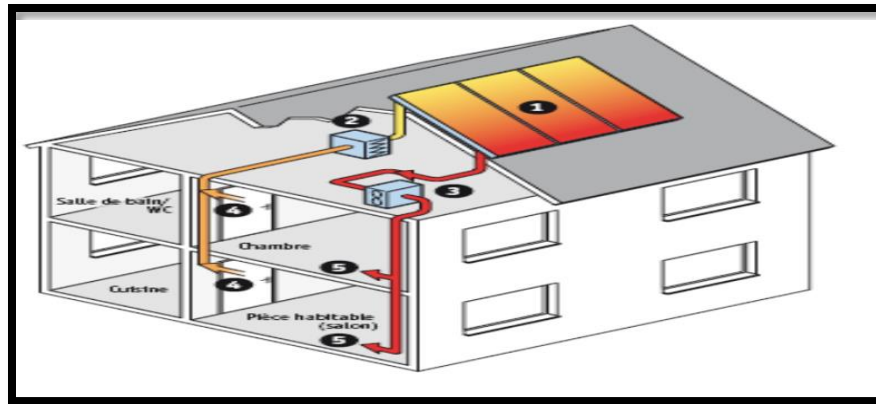


Fig.I.6 : Chauffage et climatisation des habitations [7].

1- Capteur solaire plan à air 2- Filtre 3- Ventilateur 4- Entrées d'air. 5- Sorties d'air Le système de capteur solaire à air s'intègre dans l'habitat de façon modulaire et complète les systèmes de chauffage existants. Il permet de réaliser des économies substantielles d'énergie et d'améliorer le bilan thermique des bâtiments sur la période hivernale et en mi-saison en apportant une source complémentaire de chauffage. Une régulation fait circuler l'air des locaux à travers le panneau dès que la température interne du panneau permet d'obtenir un gain significatif [7].

### I.6.2.Séchage

Le séchage est un procédé d'extraction d'eau d'un solide, d'un semi-solide ou d'un liquide par évaporation. Cette opération nécessite une source de chaleur. Plusieurs techniques sont possibles pour sécher et conserver nos produits. La technique de séchage courante, est généralement réalisée sur sol, elle est la plus utilisée dans les pays en voie de développement afin de préserver les denrées alimentaires, telles que les céréales, les légumes, la viande et le poisson, etc. Le taux de séchage est contrôlé par des facteurs externes, tels que le rayonnement solaire, la température ambiante, la vitesse du vent et l'humidité relative, et des facteurs internes, tels que la teneur en eau initiale, le type des produits et la masse du produit par unité de surface d'exposition. Il y a des avantages considérables dans le séchage solaire hybride puisque la source d'énergie nécessaire est renouvelable.

- **But de séchage**

Le but du séchage consiste à diminuer la teneur en eau des produits agroalimentaire jusqu'à des valeurs résiduelles inhibant le développement de tout micro-organisme permettant ainsi leur stockage dans des conditions ambiantes. Le développement scientifique et technologique a



permis de diversifier et de mettre en œuvre plusieurs méthodes de séchage et plusieurs séchoirs [7].

Utilisation des capteurs solaire à air pour le séchage des récoltes est idéale dans le cas du thé, du café, des fruits, des fèves, du riz, des épices, du caoutchouc, du cacao et du bois

(voir la fig (I.7)).

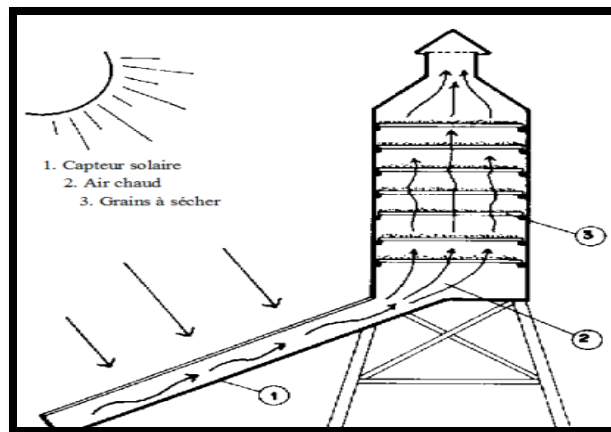


Fig.I.7 : Séchage solaire [7].

### I.6.3. Production de l'énergie mécanique

Dans les pays arides, ou dans les régions-isolées, il peut être très intéressant de réaliser des installations à partir d'une machine solaire, soit pour pomper l'eau, soit pour une production d'électricité. On peut utiliser un moteur à air chaud dont le principe est le suivant l'air atmosphérique est comprimé dans un cylindre par un piston et chauffé par l'intermédiaire d'un capteur à air. L'air chauffé, en se détendant, pousse le piston. Celui-ci en revenant comprime l'air dont le reste de chaleur est évacuée à une source froide ; et ainsi de suite [7].

### Conclusion

Dans ce chapitre ont faire une étude descriptive est présentée sur les capteurs solaires, ses composants, les caractéristiques et les paramètres de fonctionnement influant sur leur efficacité etc.

# Chapitre II

*synthèse*

*bibliographique*

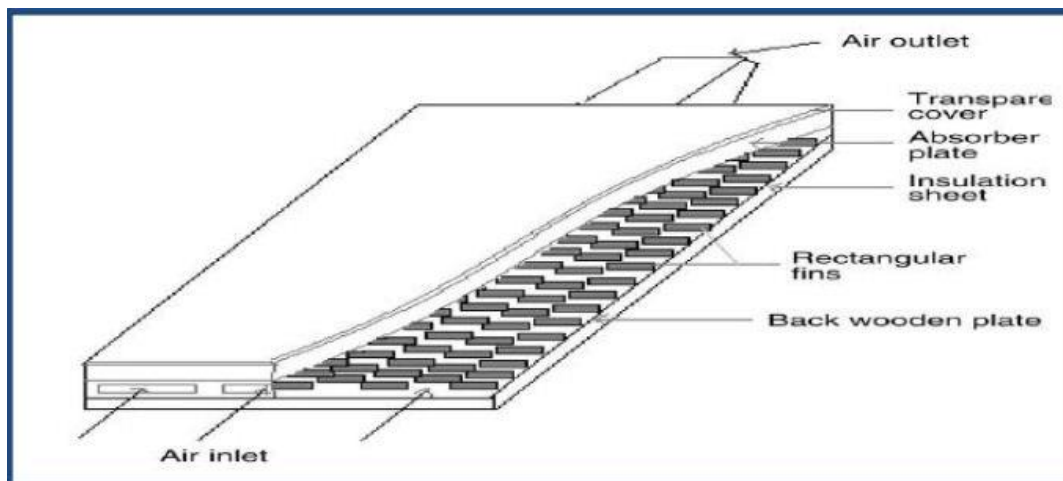
## II.1.Introduction

Les capteurs solaires plans à air ont fait l'objet de nombreux travaux qui peuvent être de nature théorique, numérique ou expérimentale. Leur classification dépendra de plusieurs critères qui peuvent être liés à leurs géométries, les fluides caloporteurs utilisés, le système d'isolation et le système de vitrage. Dans ce chapitre, nous proposons une description des principaux travaux réalisés en suivant les quelques critères décrits ci-dessus.

## II.2.Recherches Réalisées sur les capteurs solaires

### N.Moumimi et al [08]

leur travail s'est intéressé aux capteurs plans à air avec des chicanes rectangulaires placées perpendiculairement sur le plan d'écoulement dans la veine fluide mobile du conduit, ce qui a permis de produire au sein de la lame un courant d'air plus turbulent entre l'absorbeur et la plaque arrière en bois, ce qui a abouti à une amélioration du rendement de ces capteurs solaires et le coefficient du transfert. Les résultats sont comparés avec ceux obtenus avec un capteur solaire sans chicanes (Fig (II.1)), en utilisant deux types d'absorbeurs sélectifs et non sélectifs en aluminium peint en noir.

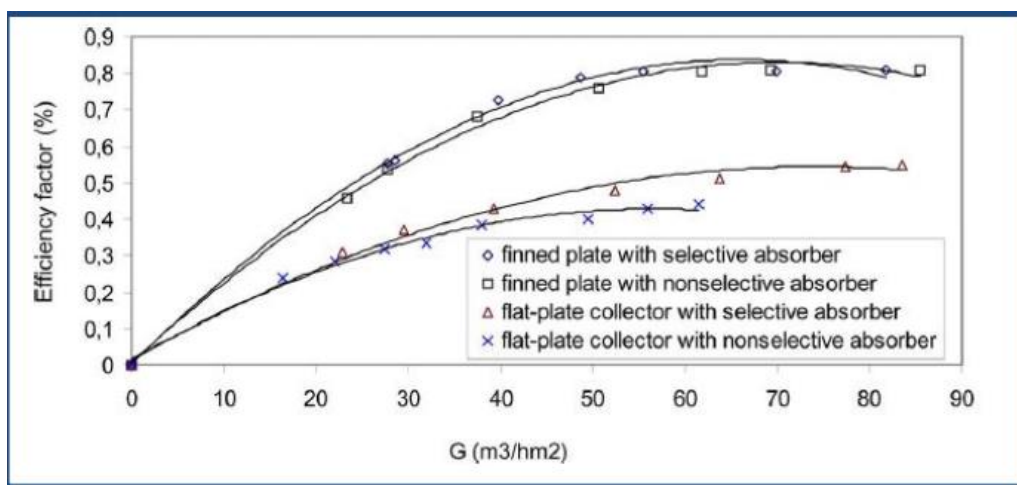


**Fig. II.1** : Capteur avec des chicanes rectangulaire sur la plaque inférieure en bois.

**N. Moumimi et al (2004)**

L'évolution des profils de la température de l'air et de la plaque de l'absorbeur en présence des chicanes rectangulaires, montre que les valeurs enregistrées sont satisfaisantes par suite d'addition de plusieurs rangées de chicanes, ce qui a permis d'augmenter sensiblement la qualité du transfert de la chaleur, ces mêmes résultats obtenus sont comparés à ceux enregistrés avec un capteur muni d'un absorbeur sélectif, où il ne représente pas d'améliorations remarquables par rapport à celui en présence de chicanes Fig.(II.2). Par conséquent les pertes thermiques sont considérables, alors que si l'absorbeur est sélectif, les pertes sont relativement réduites et la différence des coefficients d'émission est dédommée par la présence des chicanes qui refroidissent l'absorbeur.

Elle donne aussi une approche approximative sur le calcul du coefficient de transfert convectif dans le conduit utile de l'écoulement de l'air.



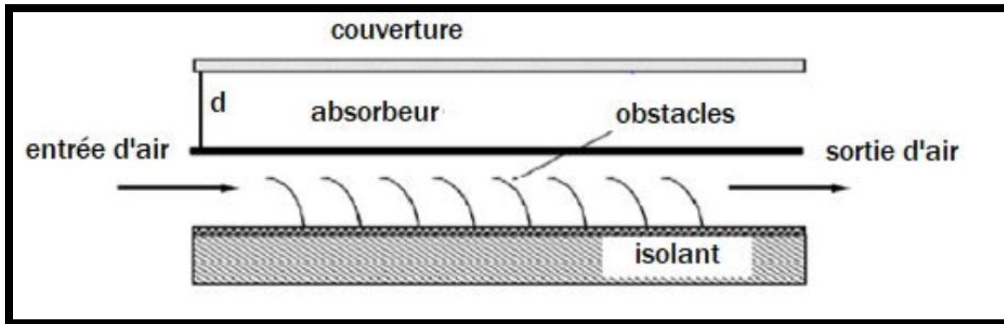
**Fig. II.2 :** Evolution du rendement du capteur en fonction du débit volume de l'air pour les deux configurations de capteurs (avec chicane et absorbeur sélectif) (N.Moumami et al) (2004).

### Ho et H.M. Yeh [9]

Ont fait une étude théorique et expérimentale de l'influence du rayonnement solaire sur le rendement du capteur solaire, Ils ont conclu que la surface du capteur est proportionnelle à la quantité d'énergie qu'elle est reçue par rayonnement solaire ou à l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur. Dans ce cas aussi les pertes thermiques entre la couverture et l'extérieur augmentent avec la taille de la surface exposée au rayonnement solaire.

**A. Zaïd et al [10]**

Ont proposé une étude expérimentale sur un capteur plan à air qui a montré une insuffisance en termes d'échange thermique entre le fluide caloporteur et l'absorbeur. Ils ont par la suite introduit des chicanes sur l'absorbeur et ont constaté une nette amélioration du rendement du capteur (fig (II.3)).



**Fig .II.3** : Capteur solaire à air.

**A. Fudholi et al [11]**

Ont fait également une étude expérimentale sur l'efficacité thermique d'un capteur solaire double passe à air avec des ailettes placées dans le second canal. Le changement de paramètres à une influence sur l'efficacité thermique du capteur solaire. L'efficacité thermique a été étudiée en fonction du débit massique et de l'intensité de la radiation solaire. Les résultats de cette étude ont montré que le capteur solaire à air à double passe avec ailettes à une efficacité de plus de 75% pour un débit massique de 0.072kg/s et une radiation solaire de 788W/m<sup>2</sup> et que l'absorbeur avec ailettes est plus efficace que celui sans ailettes. Aussi, l'efficacité du capteur solaire dépend du débit massique et de la radiation solaire. Pour une radiation solaire variant entre 432W/m<sup>2</sup> et 788W/m<sup>2</sup>, l'efficacité augmente de 20 à 30% et pour un débit massique variant entre 0.04 et 0.083kg/s, l'efficacité augmente de 35 à 50%.

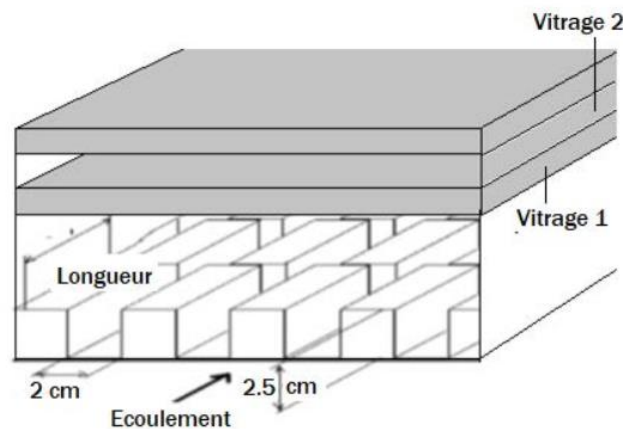
**A.P. Omojaro et al [12]**

Ont publié aussi une étude expérimentale sur les performances thermiques des capteurs solaires à air à simple et à double passe en présence d'ailettes. Ils ont aussi étudié l'effet de débit massique sur l'efficacité thermique et la température de sortie. Les résultats obtenus montrent que l'efficacité thermique augmente avec l'augmentation du débit massique (de 0.012 à 0.038kg/s).

Pour un même débit, ils ont trouvé que l'efficacité du capteur solaire à double passe avec ailettes est plus élevée que celle du capteur solaire à une seule passe. Pour un débit massique de  $0.038\text{kg/s}$ , l'efficacité maximale obtenue par le capteur solaire à une seule passe est de  $59.62\%$ , et elle atteint  $63.74\%$  pour le capteur solaire double passe avec ailettes. L'augmentation du débit massique diminue la différence de températures entrée-sortie du capteur solaire.

### S. Y. Ali [13]

A réalisé un travail expérimental sur un capteur solaire dont lequel, il a introduit des plaques minces rectangulaires orientées parallèlement à l'écoulement et soudées sur la face inférieure de l'absorbeur (fig(II.4)). Dans son travail, l'auteur a aussi comparé, expérimentalement, le cas d'un capteur à double couvertures à celui d'un capteur à triple couvertures. Il a conclu que le capteur à triple couvertures réduit plus les pertes de chaleur vers l'avant et présente des performances thermiques plus importantes que le cas du capteur à double couverture. L'auteur a montré que l'ajout d'obstacles réduit les pertes, diminue la température de l'absorbeur et augmente le transfert thermique entre l'absorbeur et l'air et par conséquent un rendement supérieur.



**Fig.II.4:** Plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement soudé sur la face inférieure de l'absorbeur avec double vitrage

**T. Koyuncu [14]**

A proposé une étude expérimentale sur six types de capteurs solaires plans, pour analyser l'influence du nombre de vitres et de la forme de l'absorbeur sur leurs efficacités.

Les modèles de capteurs étudiés sont :

- Modèle 1 : vitre en plastique, absorbeur noir et plat, d'avant passe.
- Modèle 2 : vitre en plastique, absorbeur noir en forme de zigzag, d'avant passe.
- Modèle 3 : vitre simple en plastique, absorbeur noir et plat, l'air passe entre l'absorbeur et la couverture, d'avant passe.
- Modèle 4 : vitre simple en plastique, absorbeur plan, d'arrière passe.
- Modèle 5 : vitre simple en plastique, absorbeur noir en forme de zigzag, d'arrière passe.
- Modèle 6 : Double couverture en plastique, absorbeur plan noire, d'arrière passe

Les rendements des six modèles de capteurs étudiés sont respectivement égaux à 45.88%, 44.23%, 42.11%, 23.39%, 39.05% et 36.94%. Les résultats ont montré que le modèle 1 est le plus efficace. L'auteur conclut également que le nombre de vitres et la méthode de passage de l'air influent considérablement sur l'efficacité du capteur, alors que la forme de la surface de l'absorbeur a peu d'influence sur l'efficacité

**A. Benkhelifa [15]**

A présenté un modèle mathématique pour étudier l'influence de quelques paramètres sur le coefficient de perte thermique vers l'avant du capteur. Il a conclu que l'augmentation du coefficient de perte thermique dépend de l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur ainsi que sa température et du coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, mais l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre diminue les pertes thermiques.

**Conclusion**

Dans ce chapitre, on a passé en revue les principaux travaux effectués sur les capteurs solaires. A partir de cette étude bibliographique, on constate que les précédents chercheurs ont réalisé beaucoup de recherches concernant les capteurs solaires, et ils ont abouti à beaucoup de résultats

permettant d'améliorer l'efficacité thermique et d'exploiter le maximum possible de la production énergétique de ces capteurs à partir de l'amélioration des différents paramètres influents sur leur efficacité thermique.



# Chapitre III

## *Modélisation mathématique*

### III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons le modèle mathématique et numérique adopté pour caractériser l'écoulement et le transfert de chaleur et de l'air dans le conduit d'un capteur solaire à air plan. Ainsi, nous allons donner un aperçu sur la modélisation de panneaux solaire à air.

### III.2. Modélisation de l'insolateur

Le bilan thermique d'un insolateur rapporté à l'unité de surface est :

$$I_g = Q_u + Q_p + Q_s \quad (\text{III.1})$$

Ce bilan se résume ainsi : le flux global reçu par l'insolateur représente la somme de l'énergie utile emportée par le fluide caloporteur, des déperditions thermiques par les différents modes de transfert vers le milieu ambiant et l'énergie stockée dans les différentes parties de l'insolateur. Dans le cas du régime thermique permanent et pour les capteurs à air, la quantité d'énergie stockée dans les différentes parties de l'insolateur est négligeable, ce qui conduit à :

$$I_g = Q_u + Q_p \quad (\text{III.2})$$

Le comportement du capteur a été modélisé en régime dynamique en utilisant une discrétisation nodale. La modélisation du comportement thermique du capteur solaire en régime dynamique est faite par la discrétisation fictive en un certain nombre de pas. Les équations sont obtenues en écrivant les bilans énergétiques pour chaque nœud

### III.3. Méthode par tranche <<pas ou pas >>

La méthode de modélisation <<pas ou pas >> consiste à découper le CSP en tranches fictives de longueur «dx» dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur et à écrire le bilan des échanges dans chaque tranche .Il est commode pour cela d'utiliser les analogies thermiques et électriques.

### III.4. Capteur solaire à air avec vitre, absorbeur et plaque inférieure

Dans ce capteur solaire, l'écoulement s'effectue entre la plaque inférieure et l'absorbeur. Les bilans thermiques appliqués sur ses différents éléments sont les suivants :

#### a. Bilan énergétique au niveau du vitrage

$$\begin{aligned} S_1 + h_{r21}(T_2 - T_1) + h_{nc}(T_2 - T_1) + U_t(T_a - T_1) &= 0, S_1 = a_1 I_g \\ (h_{r21} + h_{nc} + U_t)T_1 - (h_{r21} + h_{nc})T_2 &= S_1 + U_t T_a \end{aligned} \quad (\text{III.3})$$

**b. Bilan énergétique à travers l'absorbeur**

$$\begin{aligned} h_3(T_2 - T_f) + h_{nc}(T_2 - T_1) + h_{r32}(T_2 - T_3) + h_{r21}(T_2 - T_1) &= S_2, S_2 = \tau a_2 I_B \\ -(h_{nc} + h_{r21})T_1 + (h_3 + h_{nc} + h_{r32} + h_{r21})T_2 - h_3 T_f - h_{r32} T_3 &= S_2 \end{aligned} \quad (\text{III.4})$$

**c. Bilan énergétique du fluide**

$$\begin{aligned} \dot{m} C_p \frac{dT_f}{wdx} &= h_3(T_2 - T_f) + h_4(T_3 - T_f) \\ \Gamma_1(T_f - T_{f,i-1}) &= h_3(T_2 - T_f) + h_4(T_3 - T_f), \quad \dot{m} C_p \frac{dT_f}{wdx} = \Gamma_1(T_{fi} - T_{f,i-1}) \\ h_3 T_2 - (h_3 + h_4 + \Gamma_1) T_{f1} + h_4 T_3 &= -r_1 T_{f,i=1} \end{aligned} \quad (\text{III.5})$$

**d. Bilan énergétique de la plaque inférieure**

$$\begin{aligned} h_4(T_3 - T_f)wdx + U_b(T_3 - T_a)wdx + h_{r32}(T_3 - T_2)wdx &= 0 \\ -h_{r32}T_2 - h_4 T_f + (h_{r32} + U_b + h_4)T_3 &= U_b T_a \end{aligned} \quad (\text{III.6})$$

**e. La méthode de solution**

Dans chaque section la variation de température de l'air est approché un gradient de

$$\text{température linéaire } \frac{dT_f}{wdx} = \frac{(T_{f1} - T_{fd=1})}{wdx}$$

L'élément différentiel de chaque section est approché par :  $dA_p = w \times dx$

Le système d'équations  $4 \times 4$  pour les inconnues  $T_1, T_2, T_f, T_3$

forme matricielle suivant :  $[A] \cdot [T] = [B]$

Ce système d'équations est non linéaire car la matrice  $[A]$  et le vecteur  $[B]$  contiennent des coefficients dépendant des températures inconnues  $[T]$ . Pour palier à ce problème, nous avons calculé ces coefficients en utilisant les températures de la section précédente. Une procédure itérative est utilisée le long du capteur pour calculer les températures dans chaque section.

$$\begin{bmatrix} h_{r21} + h_{nc} + U_t & -(h_{r21} + h_{nc}) & 0 & 0 \\ -(h_{nc} + h_{r21}) & (h_3 + h_{nc} + h_{r32} + h_{r21}) & -h_3 & -h_{r32} \\ 0 & h_3 & -(h_3 + h_4 + \Gamma_1) & h_4 \\ 0 & -h_{r32} & -h_4 & (h_4 + U_b + h_{r22}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_{f1} \\ T_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 + U_t T_a \\ S_2 \\ -\Gamma_1 T_{fd=1} \\ U_b T_a \end{bmatrix}$$

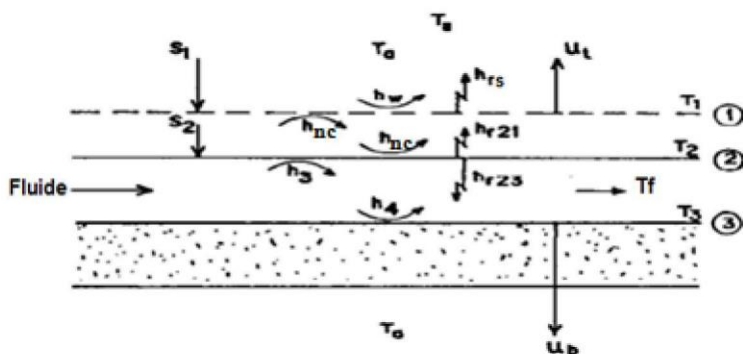


Fig. III.1. Schémas représentatif des échanges énergétiques de capteur avec vitre

Le réseau électrique (Fig III.2) correspond à l'insolateur est représenté sur la (fig III.1) démunie d'ailettes nous permis d'écrire :

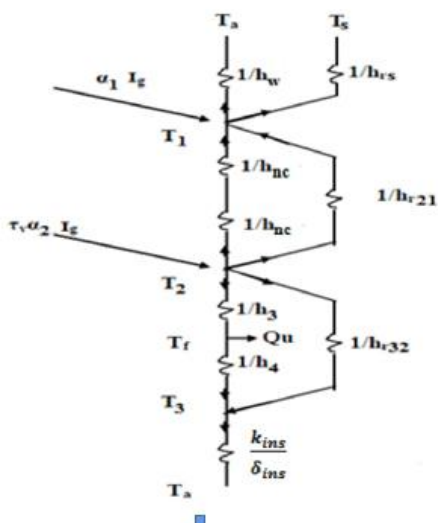


Fig. III.2 Schéma électrique équivalent relatif à une section de l'insolateur.

### III.5. Capteur solaire à air avec chicane fixes sur la plaque absorbante

Le panneau solaire concerné par notre étude est composé d'une vitre et d'un absorbeur isolé à sa partie inférieure. Les chicanes sont fixées sur l'absorbeur.

#### a. Bilan énergétique au niveau du vitrage

$$\begin{aligned}
 S_1 + h_{r21}(T_2 - T_1) + h_3(T_f - T_1) &= U_t(T_1 - T_a), \quad S_1 = a_1 I_g \\
 (h_{r21} + h_3 + U_t)T_1 - h_3 T_f - h_{r21} T_2 &= S_1 + U_t T_a
 \end{aligned}
 \tag{III.7}$$

**c. Bilan énergétique du fluide**

$$\begin{aligned}
\dot{m}C_p dT_f &= \varphi h_3(T_2 - T_f)w dx - h_3(T_f - T_1)w dx \\
\dot{m}C_p \frac{dT_f}{w dx} &= \varphi h_3(T_2 - T_f) - h_3(T_f - T_1) \\
\Gamma_1(T_{fi} - T_{f,i-1}) &= \varphi h_3(T_2 - T_f) - h_3(T_f - T_1) \\
h_3 T_1 - (\varphi h_3 + h_3 + \Gamma_1)T_{f,i} + \varphi h_3 T_2 &= -\Gamma_1 T_{f,i-1} \\
\dot{m}C_p \frac{dT_f}{w dx} &= \Gamma_1(T_{fi} - T_{f,i-1})
\end{aligned} \tag{III.8}$$

**d. Bilan énergétique à travers absorbeur**

$$\begin{aligned}
\varphi h_3(T_2 - T_f) + h_{r21}(T_2 - T_1) + U_b(T_2 - T_a) &= S_2 S_1 = a_1 I_g \\
-h_{r21}T_1 + (\varphi h_3 + h_{r21} + U_b)T_2 - \varphi h_3 T_f - U_b T_a &= S_2 \\
-h_{r21}T_1 - \varphi h_3 T_f + (\varphi h_3 + h_{r21} + U_b)T_2 &= S_2 + U_b T_a
\end{aligned} \tag{III.9}$$

Où  $\varphi$  est le coefficient adimensionnel défini comme suit : [16,17]:

$$\varphi = 1 + \frac{A_{aillete}}{A_p - A_{aillete b}} + \frac{A_{chic}}{A_p - A_{chic b}} \eta_{chic} \tag{III.10}$$

$\eta$  est l'efficacité de l'aillette et peut être obtenu comme [18,19]:

$$\eta_{aillet} = \frac{\tanh(mH_{aillet})}{mH_{aillet}} \tag{III.11}$$

$$\text{Où : } m = \left( \frac{2h_3(L+t_{aillet})}{K_{aillet}L t_{aillet}} \right)^{0.5} \tag{III.12}$$

$K_{aillet}$  Représente la conductivité de transfert de chaleur de l'aillette

$\eta_{chic}$  est l'efficacité du déflecteur qui peut être obtenu à partir de l'équation [16]:  $\eta_{chic} =$

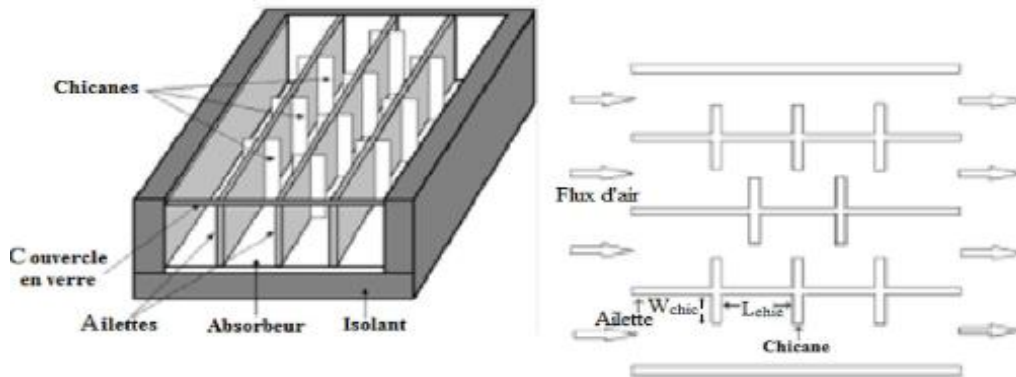
$$\left( \frac{W_{chic}}{D_h} \right)^{0.0518} \left( \frac{L}{L_{chic}} \right)^{-0.2247} \tag{III.13}$$

Le système d'équations  $3 \times 3$  est écrit sous forme de matrice pour les

inconnues  $T_1, T_2, T_f$  un système linéaire est résolu :

$$\begin{bmatrix} (h_{r21} + h_3 + U_L) & -h_3 & -h_{r21} \\ h_3 & -(\varphi h_3 + h_3 + \Gamma_1) & \varphi h_3 \\ -h_{r21} & -\varphi h_3 & (\varphi h_3 + h_{r21} + U_b) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_f \\ T_2 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} S_1 + U_L T_a \\ -\Gamma_1 T_{f,i-1} \\ S_2 + U_b T_a \end{bmatrix}$$



**Figure 5.** Schéma montrant les dimensions d'ailette et des chicanes fixées sur plaque absorbante d'un capteur solaire à air.

### III.6. Modélisation des coefficients d'échange thermique

En plus des hypothèses générales mentionnées pour la modélisation des capteurs utilisant la méthode globale, on pose les hypothèses particulières suivantes :

- ❖ Les pertes thermiques sur les parois latérales sont négligeables.
- ❖ La conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligeable.
- ❖ Le vent extérieur est supposé de direction toujours parallèle aux faces du CSP.
- ❖ Les gradients transversaux de température dans l'absorbeur sont négligés (la conductivité thermique de l'absorbeur est supposée très grande).

Pour déterminer les divers coefficients d'échange thermique « $h$ », les relations suivantes sont utilisées, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, rayonnement ou convection

#### III.6.1. Transfert radiatif

On considère un transfert radiatif entre deux plaques parallèles de températures  $T_1$  et  $T_2$

On applique la formule :

$$h = \sigma(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2) \left( \frac{1-E_1}{c_1} + \frac{1}{F_{12}} - \frac{1-E_2}{r_2} \frac{S_1}{S_2} \right)^{-1} \quad (\text{III.14})$$

Où :

$T_1$  et  $T_2$  sont les températures absolues des deux faces, supposées uniformes,  $F_{12}$  est le facteur de

forme géométrique entre les surface  $A_1$ s et  $A_2$ , pris généralement pour les diverses parties de l'insolateur égale à 1 est la constante de Stephan-Boltzmann. Entre la vitre et la voûte céleste

Le coefficient d'échange radiatif s'écrit :

$$h_{rs} = \frac{\sigma \varepsilon_1 (T_1 + T_s)(T_1^2 + T_s^2)(T_1 - T_s)}{T_1 - T_a} \quad (\text{III.15})$$

$T_s$  est la température équivalente de la voûte céleste donnée par la relation de Swinbank (1963)[20] :

$$T_s = 0,0552 \cdot T_a^{1.5} \quad (\text{III.16})$$

Les températures  $T_s$  et  $T_a$  sont exprimées en Kelvin.

- Entre la vitre et l'absorbeur

$$h_{r21} = \sigma (T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2) \left( \frac{4}{r_1} + \frac{1}{r_2} - 1 \right)^{-1} \quad (\text{III.17})$$

Les températures  $T_1$  et  $T_2$  sont exprimées en Kelvin.

- Entre l'absorbeur et la plaque inférieure placée sur l'isolant

$$h_{r32} = \sigma (T_3 + T_2)(T_1^2 + T_2^2) \left( \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_4} - 1 \right)^{-1} \quad (\text{III.18})$$

Les températures  $T_3$  et  $T_2$  sont exprimées en Kelvin.

Pour le capteur solaire plan à air avec des ailettes et des chicanes fixé sur plaque absorbante, les coefficients de transfert radiatif entre la vitre et la voûte céleste et entre la plaque absorbante et la vitre sont estimés, respectivement comme suit :

$$h_{rs} = \sigma \varepsilon_1 (T_1^2 + T_s^2)(T_1 + T_s) \quad (\text{III.19})$$

$$h_{r21} = \sigma (T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2) \left( \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - 1 \right)^{-1}$$

### III.6.2. Transfert convectif

On distingue deux types d'échange convectifs :

- Ceux dus au vent
- Ceux intervenant dans l'insolateur

#### III.6.6.1. Transfert convectif dû au vent

La relation suivante de McAdams (1954) est généralement admise [21] :

$$h_w = 5,67 + 3,86V \quad (\text{III.20})$$

Où :  $V_v$  est la vitesse du vent en (m/s).

### III.6.6.2. Transferts convectifs dans le capteur

- Entre l'absorbeur et la vitre

Le coefficient de pertes par conduction-convection naturelle, entre l'absorbeur et la vitre, rapporté dans [22] s'écrit :

$$h_{nc} = 1,42 \left( \frac{(T_2 - T_a) \sin \beta}{L} \right)^{1/4} \quad (\text{III.21})$$

Les températures  $T_2$  et  $T_a$  sont exprimées en Kelvin.

- Dans la veine d'air mobile

En ce qui concerne la convection forcée, et dans le cas des conduits rectangulaires, l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est caractérisé par le coefficient :

Le coefficient de transfert de chaleur par convection de l'air circulant à travers le canal à écoulement laminaire peut être estimé par la relation suivante [23]:

$$Nu = \frac{h_2 D_h}{k_f} = 4.4 + \frac{0.00398 \left( \frac{0.7 Re D_0}{L} \right)^{1.66}}{1 + 0.0114 \left( \frac{0.7 Re D_0}{L} \right)^{2.12}} \text{ pour } Re < 2300 \quad (\text{III.22})$$

Et pour l'écoulement turbulent pleinement développé, le coefficient de transfert de chaleur est calculé par [24]:

$$Nu = \frac{h_3 b_h}{k_f} = 0.0158 Re^{0.8} \text{ pour } Re > 2300 \quad (\text{III.23})$$

Où le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = V_f \frac{D_h}{\nu_f} \quad (\text{III.24})$$

- Le coefficient d'échange entre la plaque inférieure et le fluide caloporteur est donné par

$$h_4 = h_3 \quad (\text{III.25})$$

La section de passage de l'air 8 dans la veine d'air mobile, est calculée comme suit :

- Capteur sans chicane  $A_f = wd$

Le diamètre hydraulique est défini par le rapport de quatre fois la section de passage du fluide au périmètre mouillé.

$$D_h = \frac{4wd}{2(w+d)} = \frac{2wd}{w+d} \quad (\text{III.26})$$



### III.7. Les pertes thermiques

#### III.7.1. Pertes à l'arrière

L'expression des pertes de la face arrière de l'isolateur est [25] :

$$U_b = \frac{k_{ins}}{\delta_{ins}} \quad (\text{III.27})$$

Où  $k_{ins}$  la conductivité thermique de l'isolant.

$\delta_{ins}$  Les épaisseurs de l'isolant.

$U_b$  Le coefficient de perte de chaleur de fond.

#### III.7.2. Pertes à l'avant

$$U_L = h_{rs} + h_w \quad (\text{III.28})$$

$h_w$  est le coefficient d'échange convectif du au vent, entre la face inférieure de l'isolateur et l'air extérieur.

### III.8. Rendement thermique et l'énergie utile (récupéré par le fluide caloporteur)

A condition que les températures d'entrée et de sortie d'air soient connus, l'équation suivante peut être utilisée pour représenter l'énergie utile:

$$Q_u = m C_p (T_{fs} - T_{fi}) \quad (\text{III.29})$$

Ainsi, le rendement thermique  $\eta$  du collecteur peut être calculé par:

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g A_p} = \frac{m c_p (T_{fs} - T_{fi})}{I_g A_p} \quad (\text{III.30})$$

### III.9. Puissance absorbée

Puissance absorbée par la vitre  $S_1$

$$S_1 = \alpha_1 I_g \quad (\text{III.31})$$

Où :  $\alpha_1$  coefficient d'absorption de la vitre

Puissance absorbée par l'absorbeur  $S_2$

$$S_2 = \tau \alpha_2 I_g \quad (\text{III.32})$$

Où :  $\alpha_2$  coefficient d'absorption de l'absorbeur

$\tau$ : Transmissivité de vitre

### III.10. Coefficient d'échange convectif local:

Le coefficient d'échange local dans un point x du CSPA, peut être déterminé à partir du flux de

la chaleur par convection, de l'absorbeur à un élément de ce fluide [26] :

$$Qu(x) = h(x) (T_2(x) - T_f(x)) \quad (\text{III.33})$$

Où :  $T_2(x)$  est la température de la surface de l'absorbeur au point de prise comme valeur moyenne des températures mesurées selon la hauteur.

Cela veut dire :

$$dq = \frac{Qu(x)}{dxdt} \quad (\text{III.34})$$

Le coefficient  $h$  dépend de la nature du fluide et la qualité de contact entre l'absorbeur et ce fluide, cela dit :

$$\frac{dT_f}{dt} + U \frac{dT_f}{dx} = \frac{h_x(T_2(x) - T_f(x))}{d\rho Cp} dq = \frac{Qu(x)}{dxdt} \quad (\text{III.35})$$

En régime permanent ou le système atteint son équilibre thermique, on peut écrire :

$$\frac{dT_f}{dx} = 0 \quad (\text{III.36})$$

Par conséquent, le coefficient d'échange thermique est évalué à des points donnés et pour différents débits par la relation :

$$h(x) = \frac{d\rho Cp \frac{dT_f(x)}{dx}}{T_2(x) - T_f(x)} \quad (\text{III.37})$$

Cette expression nous a permis de calculer le coefficient d'échange convectif dans diverses sections du canal d'écoulement du fluide.

### III.11. Détermination de nombre de Reynolds

Notre objectif dans cette étude est l'effet du nombre de Reynolds sur la température de sortie de fluide de notre panneau solaire, et si. On peut contrôler la température sans place des chicane entre l'absorbeur et le vitre, et c'est ce qui nous a conduits à écrire un programme en langage fortran pour le calcul. Qui nous a permis de calculer les performances thermiques des panneaux solaires plans à air.

### III.12. Programme de calcul

Nous avons développé un code de calcul en langage FORTRAN, qui permettra de déterminer les températures des différents constituants du système, ce qui facilite l'obtention de l'évolution de la température du fluide ainsi que la température de la vitre, l'absorbeur.

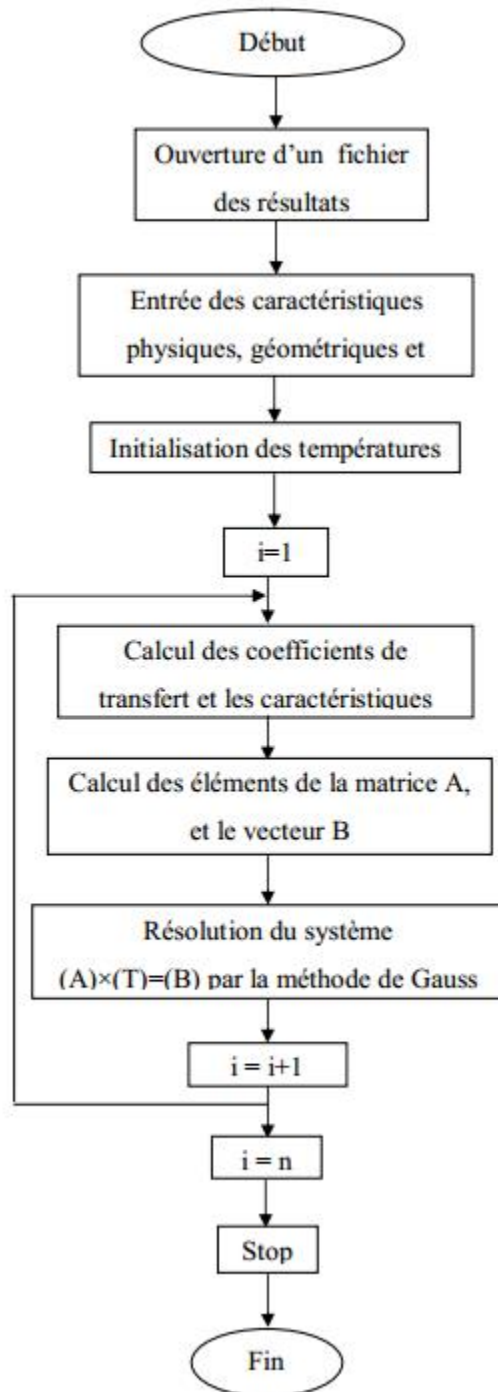


Fig. III.4 : Organigramme simplifié du programme principal

## **Conclusion**

Dans ce chapitre, les équations des bilans énergétiques de chaque composant d collecteur solaire à air ont été présentées avec les hypothèses simplificatrices que nous avons posées, nous avons développé un programme en langage "FORTRAN" qui nous a permis de calculer les performances thermiques des panneaux solaires plans à air.

# Chapitre IV

## Résultat et discussions

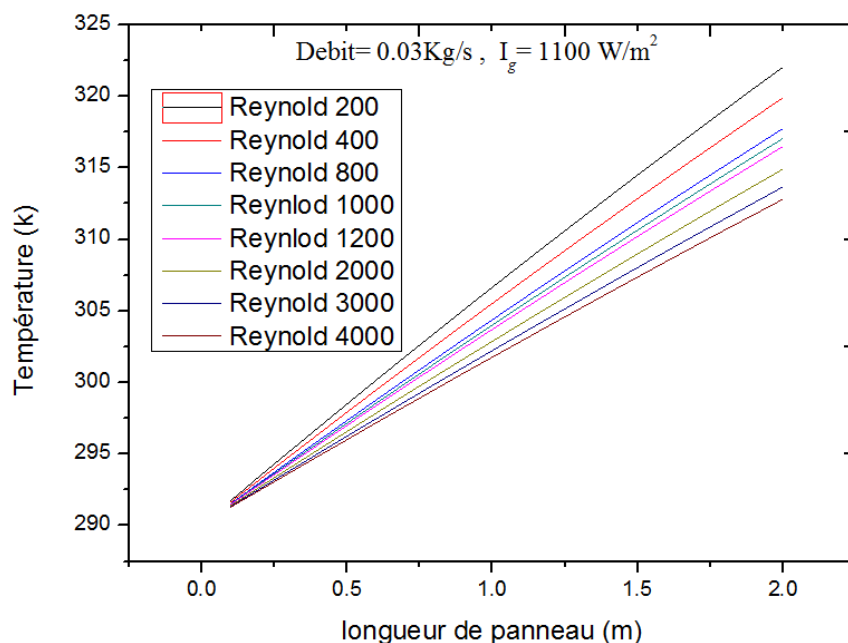
### IV.1.Introduction

Dans la présente partie de notre travail, Nous allons analyser les résultats de notre étude. Nous avons traduit les bilans énergétiques appliqué sur le capteur solaire à air à un langage numérique, Fortran, afin d'effectuer une étude paramétrique de panneau solaire à air. Les résultats obtenus seront présentés sous forme des courbes.

### IV.2.Détermination de nombre de Reynolds

**Cas 1 :  $\dot{m} = 0.03 \text{ kg/s}$  et  $I_g$  à  $1100 \text{ w/m}^2$**

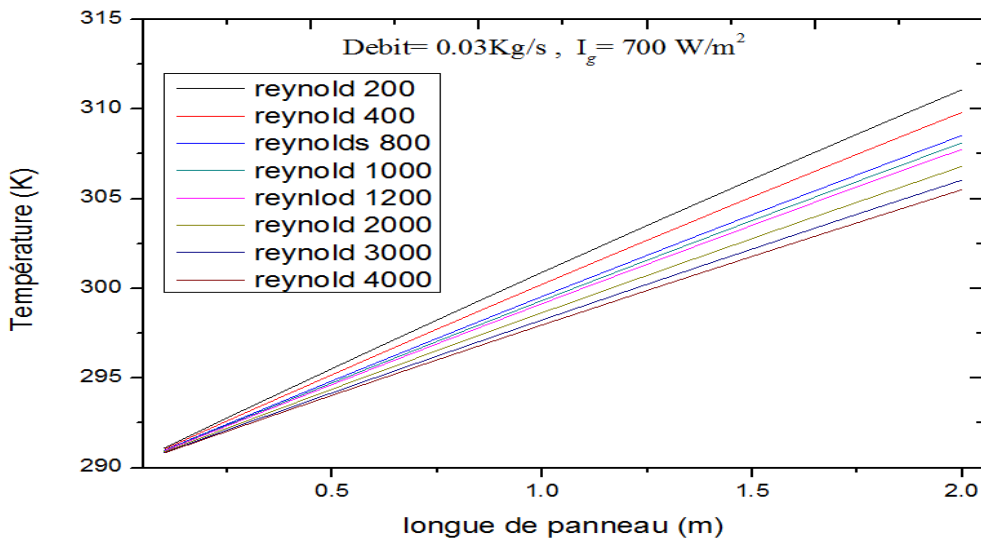
Le but visé par cette étude est de déterminer le nombre de Reynolds correspondant aux mêmes conditions de fonctionnement du panneau solaire à air étudié par [27]. Pour cela, nous avons fixé le débit à  $0.03 \text{ kg/s}$  et  $I_g$  à  $1100 \text{ w/m}^2$ . Nous avons varié le nombre de Reynolds de 200 à 4000. L'analyse des résultats obtenus a montré qu'à chaque fois, on augmente le nombre de Reynolds la température de sortie de fluide s'abaisse. Le nombre de Reynolds,  $Re = 400$ , qui a donné les mêmes résultats que ceux de la référence [27]. La température de sortie obtenu en utilisons notre code et par [27] est  $319\text{K}$ .



**Fig. IV.1.**variation de la température de fluide en fonction de la longueur de panneau pour des différents nombre de Reynolds et pour  $\dot{m} = 0.03 \text{ kg/s}$  et  $I_g$  à  $1100 \text{ w/m}^2$ .

**Cas 1 :  $\dot{m} = 0.03 \text{ kg/s}$  et  $I_g$  à  $700 \text{ w/m}^2$**

Une deuxième comparaison entre les résultats obtenus numériquement et le travail réalisé par [27]. Nous constatons que le nombre de Reynolds 400 donne les mêmes résultats que l'expérience de [27].



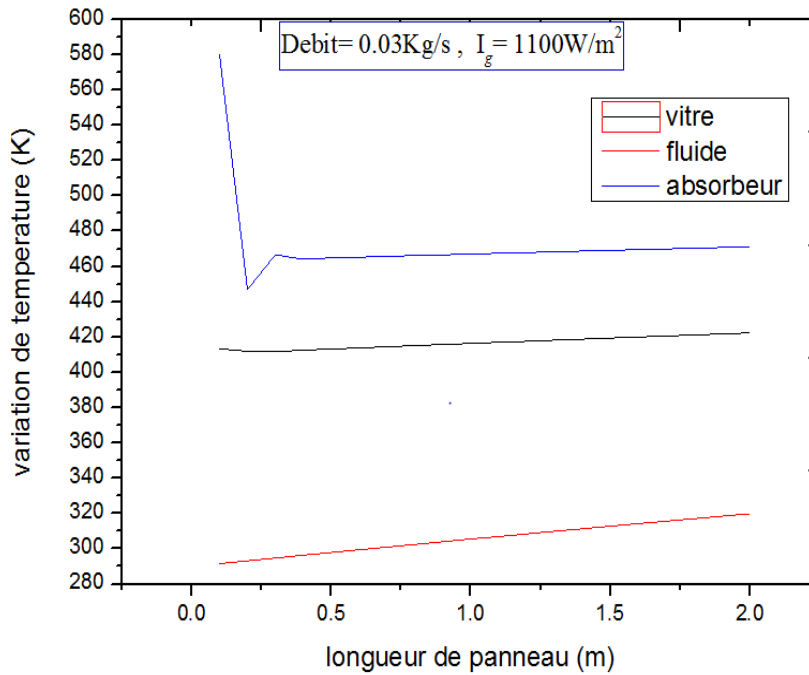
**Fig.IV.2** : Variations de la température du fluide en fonction de la longueur de panneau pour des différents nombre de Reynolds et pour  $\dot{m} = 0.03 \text{ kg/s}$  et  $I_g$  à  $700 \text{ w/m}^2$ .

### IV.3.Evolution de la température de (vitre, fluide et absorbeur) suivant la longueur de capteur

Le code numérique écrit en langage Fortran pour le cas d'un capteur solaire à air plan comparant nos résultats obtenus par l'expérience [27].

On présente les résultats de l'évolution de la température des (vitre, fluide et absorbeur) suivant la longueur de capteur, pour un débit massique  $=0.03 \text{ kg /s}$ , intensité  $= 1100 \text{ w/m}^2$  et Reynolds  $= 400$ .

On voit clairement la variation de la température spatiale de chaque composant du capteur solaire à air. Les figures IV.1 et IV.6 montrent que la température la plus élevée est celle de l'absorbeur, résultant de la puissance importante qu'il absorbe. Dans un ordre décroissant, on trouve la température de la vitre, cet écart peut être expliqué par l'absorption du rayonnement incident d'une part, et de la chaleur cédée par l'absorbeur sous forme de rayonnement et de convection d'une autre part. La température la moins importante est celle de fluide caloporteur.

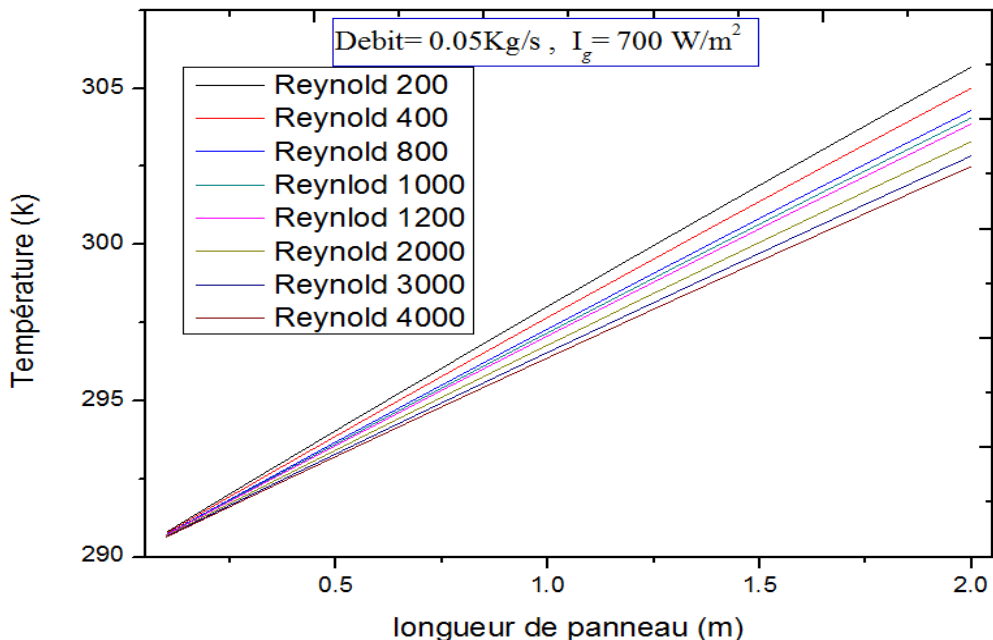


**Fig.IV.3** : évolution de la température de (vitre, fluide et absorbeur) suivant la longueur du capteur.

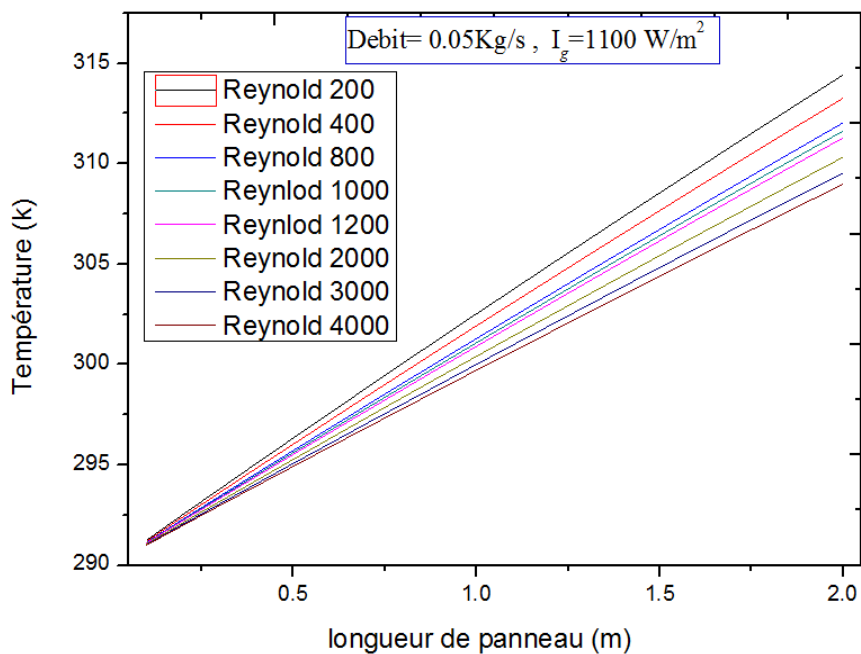
#### IV.4. Pour le débit massique 0.05 kg/s et $I_g = 700 \text{ W/m}^2$

Les figures IV.3 et IV.4 illustrent la variation de la température de sortie de fluide en fonction de la longueur de panneau pour des différents nombre de Reynolds. Nous avons remarqué que malgré l'amélioration de débit massique, la température de sortie décroît avec l'augmentation du nombre de Reynolds. De ce fait, nous déduisons que le nombre qui obtient les mêmes résultats du travail de [27] est le nombre de Reynolds 400.

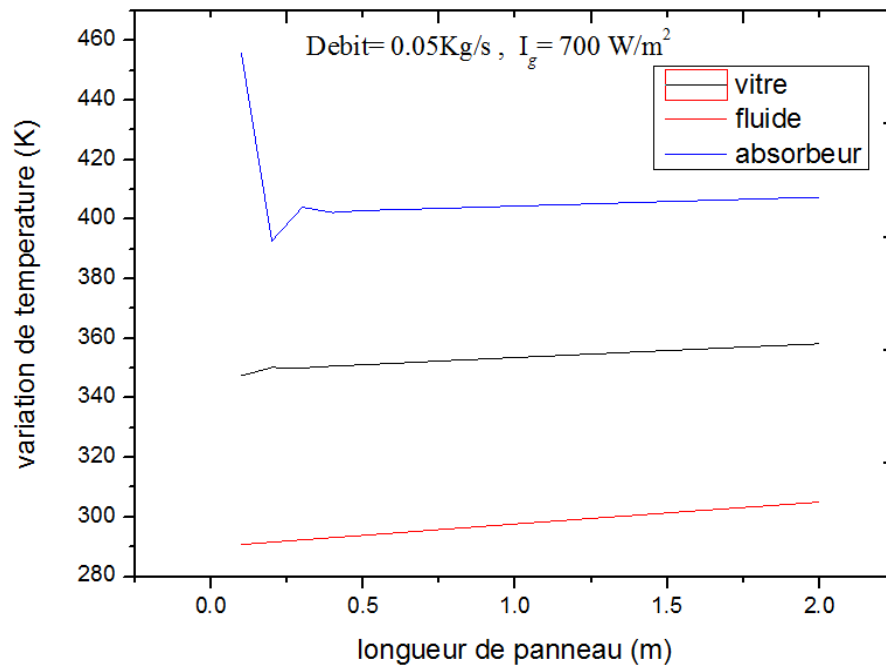




**Fig.IV.4 :** variations de la température de sortie de fluide en fonction de la longueur de panneau pour des différents nombre de Reynolds.



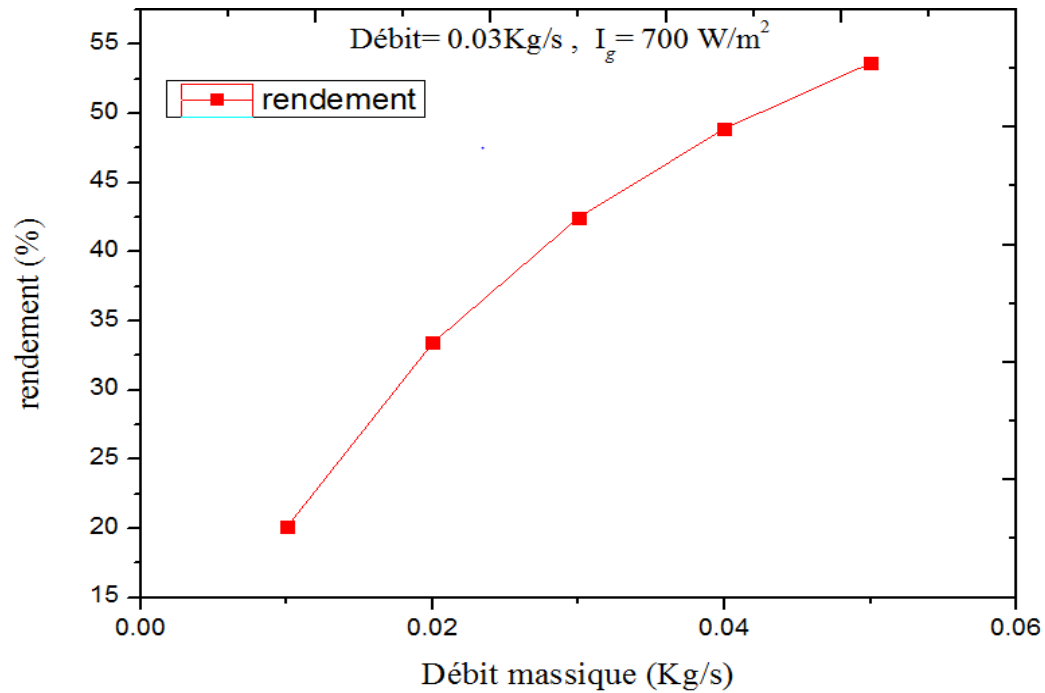
**Fig.IV.5 :** variations de la température de sortie de fluide en fonction de la longueur de panneau pour des différents nombre de Reynolds.



**Fig.IV.6** : évolution de la température de (vitre, fluide et absorbeur) suivant la longueur de capteur

#### IV.5. Variation du rendement thermique en fonction de débit massique

La figure IV.7 pour un gisement solaire fixe ( $I_g=700 \text{ W/m}^2$ ). Pour confirmer la fiabilité de notre étude théorique, nous avons confronté les résultats issus de notre code avec le travail de [27]. Une très bonne concordance a été obtenue entre les deux travaux.



**Fig.IV.7** : Variation de rendement thermique en fonction de débit massique pour une valeur fixée de gisement solaire ( $I_g=700 \text{ w/m}^2$ ).

### Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté les différents résultats numériques obtenus pour des différents nombre de Reynold et gisement solaire.

# Conclusion générale

## [ Conclusion générale ]

---

Le présent travail constitue une contribution à l'étude des phénomènes de transfert thermique des systèmes des collecteurs solaires à air.

Notre apport principal dans ce travail, sur le plan théorique, est la mise au point d'un code de calcul numérique du fonctionnement dynamique de la chaîne énergétique que constitue le capteur solaire à air. Ce code a été fondé sur un ensemble d'équations issues d'un modèle physique détaillé, dans lequel interviennent certaines caractéristiques thermo physiques propres aux éléments du capteur solaire plan à air, tout en utilisant la méthode<<par tranche>>. Les résultats obtenus mettent en évidence l'influence du nombre de Reynolds sur les transferts de chaleur Dans le CSP.

Nous avons constaté que l'augmentation du nombre de Reynolds provoque une diminution de la température de sortie de fluide. De ce fait, le nombre propice qui donne une meilleur concordance est celui-ci :  $Re=400$ .

**References bibliographiques**

- [1] **Duffle.JA et Beckman.WA.** Solar Engineering of Thermal Processes. 2nd ed. New York : WileyInterscience: 1991.
- [2] **J.Bernard.** **Energie solaire calculs et optimisation, Ellipse Edition Marketing. (2004).**
- [3]**H.Bentoutmi,** Etude numérique et expérimentale d'un capteur solaire thermique en Boussaâda, mémoire master, M'silla mai 2017.
- [4] **R. Alavez-Ramirez, P. Montes-Garcia, J. Martinez-Reyes, D. Cristin AltamiranoJuarez, Y. Gochi-Ponce.** The use of sugarcane bagasse ash and lime to improve the durability and mechanical properties of compacted soil blocks, Construction and Building Materials 34 (2012) 296-305
- [5] **Amraoui Mohammed Amine,** Etude numérique d'un capteur solaire plan a air influence de laforme de la rugosité, mémoire de magister, 2012
- [6] **L.Gherib,**Etude et calcul des capteurs solaires plans Application au chauffe –eau, mémoire master, OUARGLA 2015
- [7] **Aissaoui Faris,** Contribution à l'étude du transfert de chaleur d'un capteur solaire placé dans unclimat aride : cas de la région de Biskra, thèse de doctorat, Université Mohamed Khider – Biskra, 2017.
- [08] **N.Moummi ,S.Youcef-Ali ,A.Moummi ,J.Y.Desmons ,**Energy analysis of a solar air collector with rows of fins ,Renewable Energy ,Vol.29,(2053-2064),2004.
- [09] **C.D. Ho, H.M. Yeh, T.W. Cheng, T.C. Chen, R.C. Wang.** The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached. Applied Energy 86 (2009) 1470–1478.
- [10] **A. Zaïd, A. Moulla, M.S. Hantala, J.Y. Desmons.** Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air : Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng. Rev. Energ. Ren. 4 (2001) 69-78.
- [11] **A. Fudholi, M.H. Ruslan, M.Y. Othman, M. Yahya, Supranto, A. Zaharim, K.Sopian.** Collector Efficiency of the Double-Pass Solar Air Collectors with Fins. Selected Topics in System Science and Simulation in Engineering.

## *Références bibliographique*

---

- [12] **A.P. Omojaro, L.B.Y. Aldabbagh.**, Experimental performance of single and double pass solar air heater with fins and steel wire mesh as absorber. *Applied Energy* 87 (2010), 3759-3765.
- [13] **S.Y. Ali.**, Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing. *Renewable Energy*, 30 (2005), pp. 271–280.
- [14] **T. Koyuncu.**, Performance of various designs of solar air heaters for crops drying applications. *Renewable Energy*, 31 (2006), pp. 1073–1088.
- [15] **A. Benkhelifa.** “Optimisation d’un Capteur Solaire Plan “. *Rev. Energy. Ren. : Physique Energétique*, (1998), pp. 13-18.
- [16] **Ho C.D., Yeh H.M.,** Cheng T.W., Chen T.C., Wang R.C., The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached, *Appl Energy* ,vol.86, pp.1470-1478,2009.
- [17] **Yeh H.M.**, Theory of baffled solar air heaters, *Energy*, vol.17, pp.697-702. 1992
- [18] **Swinbank W. C., Long-wave radiation from clear skies, Q.J. R. Meteorol. Soc**,vol. 89, **339-343, 1963.**
- [19] **Yeh H.M., Ho C.D., Hou J.Z.**, Collector efficiency of double-flow solar air heaters with fins attached, *Energy*,vol. 27,pp.715-727,2002.
- [20] **El-Sebaii A.A., Aboul-Enein S., Ramadan M.R.I., Shalaby S.M., Moharram B.M.**, Thermal performance investigation of double pass-finned plate solar air heater, *Appl Energy*,vol.88,pp.1727-1739,2011
- [21] **McAdams W. H.**, Heat Transmission, 3rd edn. McGraw-Hill, New York ,1954.
- [22] **Moumimi N.**, Prévisions systématiques et optimisation des performances des capteurs solaires plans à air dans divers cites de climats méditerranéens ou sahariens et avec ou sans altitude, PhD thesis, Université de Valenciennes, France ,1994.
- [23] **Heaton H.S., Reynolds W.C., Kays W.M.**, Heat transfer in annular passages. Simultaneous development of velocity and temperature fields in laminar flow, *Int J Heat Mass Transf* vol.7,pp. 763-781,1964.
- [24] **Kays W.M.**, Convective heat and mass transfer, New York, McGraw-Hill, 1980.
- [25] **Duffie J. A., Beckman W. A.**, Solar Engineering of Thermal Processes. Wiley, 2013.
- [26] **Moumimi N., Youcef- Ali S., Moumimi A., Desmons J. Y.**, Energy analysis of a solar collector with rows of fin, *Renewable Energy*, vol.29,pp. 2053-2064,2004.

## *Références bibliographique*

---

[27] **Mohammadi K., Sabzpooshani M.**, Comprehensive performance evaluation and parametric studies of single pass solar air heater with fins and baffles attached over the absorber plate, *Energy*, vol.57, pp.741-750, 2013.