



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Réf. : Entrez la référence du document

Présenté et soutenu par :
Nabil Belmabrouk

Le : mercredi 10 juillet 2019

Modélisation et simulation du comportement thermique transitoire d'un capteur solaire plan à air

Jury :

Dr.	Messouad Benmachiche	MCB	Université de Biskra	Président
Dr.	Chawki Mahboub	MCB	Université de Biskra	Rapporteur
Dr.	Kamel Aoues	MCA	Université de Biskra	Examineur

A la mémoire de mes parents

Remerciements

Je veux remercier tout d'abord mon Dieu **Allah** tout puissant ;

Puis je tiens à exprimer mes remerciements les plus sincères à mon encadreur, Docteur **Chawki Mahboub**, pour son enthousiasme et son soutien sans faille durant la réalisation de ce mémoire. Il a toujours été disponible pour me prodiguer ses conseils et sa patience tout au cours de ce travail ;

Je voudrais remercier tout particulièrement Docteur **Messouad Benmachiche** pour avoir accepté de consacrer son précieux temps à l'examen de ce travail ;

Je tiens à remercier chaleureusement Docteur **Kamel Aoues** pour l'honneur qu'il me fait de bien vouloir accepter de participer au jury ;

Je souhaite également exprimer ma profonde gratitude à toute ma famille, mes frères et sœur;

Enfin, j'aimerais aussi remercier mes chers amis, collègues et tous ceux et celles qui m'ont aidé à réaliser ce travail.

Tables des matières

Remerciements	i
Tables des matières	ii
Tables des figures	iv
Liste des tableaux	v
Nomenclature	vi
Introduction générale	01
Introduction	01
Objectif de l'étude.....	02
Structure du mémoire.....	02
Références	03
Chapitre 1 : Etat de l'art	04
1.1 Introduction	04
1.2 Conversion thermique de l'énergie solaire.....	04
1.3 Différents types de capteurs solaires thermiques.....	05
1.3.1 Capteurs à concentration	05
1.3.2 Capteurs non-vitrés.....	07
1.3.3 Capteurs sous-vide.....	07
1.3.4 Capteurs plans.....	08
1.3.4.1 Absorbeur.....	09
1.3.4.2 Couverture transparente.....	10
1.3.4.3 Isolant.....	11
1.3.4.4 Le fluide caloporteur.....	13
1.5 Transfert thermique dans les capteurs solaires plans a air.....	13
1.5.1 Conduction.....	14
1.5.2 Convection.....	15
1.5.3 Rayonnement.....	17
1.5.4 Coefficient global de pertes thermiques.....	18
1.5.5 Absorption du rayonnement solaire.....	19
1.6 Bilan thermique.....	20
Références	21
Chapitre 2 : Revue de littérature	23
2.1 Introduction.....	23
2.2 Synthèse bibliographique.....	23
Références	28

Chapitre 3 : Modélisation et simulation	30
3.1 Introduction.....	30
3.2 Description du dispositif.....	30
3.3 Hypothèses	32
3.4 Formulations mathématiques.....	32
3.4.1 Modèle simplifié.....	32
3.4.2 Modèle détaillé.....	34
3.5 Discrétisation.....	35
3.6 Algorithme de résolution numérique.....	36
Références	37
Chapitre 4 : Résultats et commentaires	38
4.1 Introduction.....	38
4.2 Comparaison des deux modèles	38
4.2.1 Effet du débit massique par unité de surface.....	39
4.2.2 Effet du coefficient de convection dû au vent.....	40
4.2.3 Effet de la hauteur du conduit d'écoulement.....	41
4.2.4 Effet des propriétés thermo-physiques de l'absorbeur.....	42
4.2.5 Effet des propriétés thermo-physiques de la vitre.....	43
4.3 Comparaison avec l'expérimentale	44
Conclusion générale	45

Tables des figures

Figure 1.1 :	différents éléments d'un capteur à concentration.....	06
Figure 1.2 :	Schéma d'un capteur à concentration.....	06
Figure 1.3 :	Capteurs non-vitrés.....	07
Figure 1.4 :	Capteurs sous vide.....	08
Figure 1.5 :	Schéma d'un capteur solaire plan (a) à air (b) à eau.....	08
Figure 1.6 :	Transparence du verre.....	11
Figure 1.7 :	Schéma des différentes pertes.....	19
Figure 1.8 :	Réflexion-absorption du rayonnement solaire.....	20
Figure 3.1 :	Schéma descriptif du dispositif.....	31
Figure 4.1 :	Variation de la température de sortie en fonction du temps pour différents Débits.....	39
Figure 4.2 :	Variation de la température de sortie en fonction du temps pour différents coefficient de convection dû au vent.....	40
Figure 4.3 :	Variation de la température de sortie en fonction du temps pour différentes hauteurs du conduit d'écoulement.....	41
Figure 4.4 :	Variation de la température de sortie en fonction du temps pour différents absorbeurs.....	42
Figure 4.5 :	Variation de la température de sortie en fonction du temps pour différents vitrages.....	43
Figure 4.6 :	Variation de la température de sortie en fonction du temps théorique (en lignes) expérimentale (en cercles).....	44

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Plage de température pour un capteur solaire plan.....	05
Tableau 1.2 : Différents traitements de surface.....	10
Tableau 1.3 : α et ε pour les supports les plus utilisés comme absorbeur.....	10
Tableau 1.4 : Conductivité thermique de quelque matériau.....	12
Tableau 1.5 : Constantes de l'équation (1.6) pour deux plans parallèles dont l'un est isolé et l'autre soumis à un flux de chaleur constant.....	16
Tableau 1.6 : Constantes de l'équation (1.6) pour deux plans parallèles dont l'un est isolé et l'autre maintenu à une température constante.....	17
Tableau 3.1 : Propriétés optiques et thermo-physiques de la couverture transparente...	31
Tableau 3.2 : Propriétés optiques et thermo-physiques de la paroi absorbante.....	31
Tableau 3.3 : Propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur (air à 20 °C).....	32
Tableau 4.1 : Paramètres d'entrée.....	38

Nomenclature

A	Surface (m^2), rapport d'aspect (–)
c_p	Capacité calorifique massique (J/kgK)
D	Diamètre (m), diffusivité thermique (m^2/s)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
F	Facteur de vue (–)
f	Facteur de pondération (–)
G	Rayonnement solaire global incident sur une surface inclinée (W/m^2)
h_c	Coefficient d'échange convectif (W/m^2K)
h_r	Coefficient d'échange radiatif (W/m^2K)
h_w	Coefficient de convection due au vent (W/m^2K)
k	Conductivité thermique (W/mK)
L	Longueur (m)
l	Largeur (m)
m	Masse (kg)
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
N	Nombre de vitre (–)
Nu	Nombre de Nusselt (–)
P	Puissance (W)
Pr	Nombre de Prandtl (–)
q	Flux de chaleur (W)
Ra	Nombre de Rayleigh (–)
Re	Nombre de Reynolds (–)
T	Température (K)
T_c	Température de la voûte céleste (K)
\bar{T}_f	Température moyenne du fluide(K)
U	Vitesse de l'écoulement potentiel (m/s)
U_L	Coefficient global de pertes thermiques (W/m^2K)
U_t	Coefficient de pertes thermiques en avant (W/m^2K)
U_b	Coefficient de pertes thermiques en arrière (W/m^2K)
U_e	Coefficient de pertes à travers les parois latérales (W/m^2K)
x	Coordonné cartésienne (m)

Lettres grecques

α	Absorptivité (–)
β	Angle d'inclinaison (degré/rad)
δ	Déclinaison solaire (degré), épaisseur (m)
ε	Émissivité (–)
λ	Conductivité thermique (W/mK)
τ	Transmissivité (–)
ρ	Masse volumique (kg/m ³)
σ	Constante de Stefan–Boltzmann (W/m ² K ⁴)
μ	Viscosité dynamique (kg/sm)

Indices

a	Ambiante
e	Entrée
f	Fluide
p	Absorbeur (plate)
s	Sortie
t	Thermique
v	Vitre

Introduction générale

Introduction générale

Introduction

L'énergie solaire est l'énergie électromagnétique transmise par le soleil et qui est générée par la fusion nucléaire. Elle est à l'origine de toute forme de vie terrestre et représente environ 420 trillions de kilowattheures, et elle est plusieurs milliers de fois plus importante que toutes les énergies cumulées utilisées par le monde entier [1].

La réduction de la dépendance énergétique des pays industrialisés aux pays en développement possédant des ressources d'énergie fossiles, et les prévisions d'épuisement de ces dernières au cours des prochaines décennies, sont les raisons principales qui incitent les politiques économiques mondiales à s'orienter vers la production d'énergie à partir des sources alternatives, en particulier solaire [2].

Malgré les difficultés techniques surviennent lors de l'exploitation de l'énergie solaire, elle reste toujours une option prometteuse vue les avantages et le potentiel qu'elle apporte. De point de vue écologique, l'énergie solaire est une énergie propre non polluante pour l'environnement, dont aucun gaz à effet de serre n'est rejeté et aucun déchet radioactif n'est produit. Elle est aussi inépuisable, contrairement aux énergies fossiles comme le charbon ou le pétrole qui sont pourtant encore plus utilisés que le solaire. Pour les endroits isolés ou les petites installations, rien de tel que les panneaux solaires pour les rendre autonomes. Les panneaux solaires, une fois installés, demandent très peu d'entretien et l'énergie est produite sans action de l'homme. Les panneaux solaires restent silencieux et non dérangeants pour les riverains voisins, ce qui n'est pas le cas de tous autres systèmes fonctionnant à l'énergie classique [3].

Pour exploiter cette énergie, différents systèmes peuvent être utilisés. Ils sont généralement classés selon l'application visée. Les panneaux solaires thermiques sont des dispositifs récupérant l'énergie de la lumière solaire pour la transformer en chaleur, transmise à un fluide caloporteur. Les panneaux thermiques peuvent servir à chauffer l'eau sanitaire,

sécher des produits agro-alimentaire ou encore pour le chauffage des locaux [4]. Les panneaux solaires photovoltaïques sont des dispositifs transformant l'énergie de la lumière directement en électricité. Il utilise l'effet photoélectrique, par lequel un photon incident sur la surface du panneau peut arracher un électron à un atome [5]. Les panneaux solaires thermodynamiques sont des systèmes qui peuvent chauffer des fluides à très hautes températures (pressions) grâce à des dispositifs optiques de concentration du rayonnement solaire. Une fois produite, la vapeur à haute pression fait tourner des turbines qui entraînent des alternateurs produisant de l'électricité [6].

L'étude de tels systèmes exige parfois la construction d'un prototype (modèle physique) puis de mener des campagnes d'expérimentation avec ce prototype sur une longue durée, ce qui pose un problème de coût et de temps [7]; c'est pourquoi on fait recours souvent à la modélisation mathématique. Le modèle mathématique est un ensemble des lois (en pratique, un système d'équations) qui régissent le fonctionnement d'un système énergétique, mécanique...etc. [7]. Un seul modèle mathématique peut suffire pour de nombreux systèmes, donc le coût n'est pas proportionnel au nombre de systèmes testés, en plus, la simulation (la résolution de ce modèle mathématique) ne se fait pas forcément en temps réel de sorte qu'on peut gagner du temps pendant sa réalisation [7].

Objectif de l'étude

L'objectif de cette étude est de comparer plusieurs (deux) modèles mathématiques (détaillé et simplifié) régissant le comportement thermique des panneaux solaires plans à air afin de sélectionner le meilleur modèle qui assure à la fois une simplicité du point de vue mathématique et une bonne représentativité du point de vue des phénomènes physiques.

Structure du mémoire

Le manuscrit de ce travail est scindé en quatre chapitres. Le premier chapitre présente un état de l'art sur les différents systèmes utilisés pour la conversion thermique de l'énergie solaire, les différents types de capteurs solaires et les différents phénomènes de transfert thermique qui ont lieu pendant leur fonctionnement. Le deuxième chapitre est consacré à la revue de littérature actualisée pour des travaux qui ont comme objectif de modéliser le comportement thermique des capteurs solaires thermiques. Le troisième chapitre est réservé à une

modélisation du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air fonctionnant en régime transitoire. Les principaux résultats obtenus et leurs interprétations font l'objet du quatrième chapitre. Une introduction générale et une conclusion se rapportant au travail, complètent ce mémoire.

Références

- [1] http://www.retsproject.eu/UserFiles/File/pdf/respedia/07%20Solar%20energy%20Photovoltaics/07-Solar-energy--Part-I--Photovoltaics_FR.pdf (date de consultation 30/09/2018).
- [2] C. MAHBOUB. Etude des phénomènes de transfert thermique dans les échangeurs de la chaleur destinés aux applications solaires. Thèse de doctorat, Université de Biskra (2016).
- [3] http://www.tpepanneauxsolaires.fr/avantages_inconvenients.html (date de consultation 30/09/2018).
- [4] <http://www.futura-sciences.com/planete/definitions/developpement-durable-panneau-solaire-thermique-7975/> (date de consultation 02/10/2018).
- [5] <http://www.futura-sciences.com/planete/definitions/developpement-durable-panneau-photovoltaique-7973/> (date de consultation 02/10/2018).
- [6] <http://www.lenergiesoutcompris.fr/actualites-et-informations/photovoltaique-solaire/solaire-thermodynamique-fonctionnement-et-types-de-centrales-48118> (date de consultation 07/10/2018).
- [7] M.DAGUENET. Les séchoirs solaires : Théorie et pratique. Unesco, Paris (1985).

Chapitre 1

Etat de l'art

Chapitre 1

Etat de l'art

1.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous aborderons toutes les caractéristiques de la conversion thermique, à savoir les différents types de capteurs solaires, leurs composants et le rôle de chacun, les différents phénomènes de transfert thermique qui ont lieu pendant leur fonctionnement, ainsi que d'autres facteurs jouant un rôle important dans la présente étude.

1.2 Conversion thermique de l'énergie solaire :

La conversion thermique repose sur le principe de transformée de l'éclairement solaire en énergie thermique par l'intermédiaire (fluide caloporteur) qui est attaché directement avec un élément principal de capteur solaire dit l'absorbeur, pour l'utilisation typiques de cette chaleur, un sondage a été fait sur les capteurs solaires les plus connus et les plus développés appelés capteurs solaires plans, afin de déterminer les plages de températures accessibles [Tableau 1.1](#), et donc en orientant chacun de ces capteurs vers les domaines d'applications adaptées à leurs propriétés thermiques [8].

Tableau 1.1 : Plage de température pour un capteur solaire plan [8]

Type de capteur	Température de fonctionnement maximale approximative (° C)
Conception conventionnelle	40 – 80
Fabriqué en plastique	30 – 60
Non vitré	10 – 20

Cette chaleur générée par la conversion thermique comporte de nombreuses applications, parmi lesquelles : chauffage de l'eau sanitaire, le chauffage des habitations, le séchage des produits agroalimentaires et la distillation ; ou bien à une énergie mécanique pour produire de l'électricité ou tout simplement pour faire fonctionner un moteur à vapeur ou une pompe à chaleur [2].

1.3 Différents types de capteurs solaires thermiques :

Tous les capteurs solaires thermiques visent à convertir le rayonnement solaire en chaleur avec un rendement élevé et à fournir cette chaleur aux consommateurs aussi efficacement que possible. Il existe plusieurs types de capteurs solaires thermiques : les capteurs à concentration, les capteurs plans, les capteurs non-vitrés, les capteurs sous vide. Ces types diffèrent considérablement en qualité, en rendement, en conception et en coût [9].

1.3.1 Capteurs à concentration :

Un capteur solaire thermique à concentration est composé :

- d'un châssis;
- d'un isolant permettant de limiter les fuites thermiques en sous face et sur les bords;
- d'un système de réflexion de la lumière;
- d'un absorbeur;
- d'un réseau de tubes en cuivre.

Les tubes en cuivre sont parcourus par un fluide caloporteur (eau + antigel ou air). Cette eau se réchauffe au fil de l'écoulement dans les tubes [9].

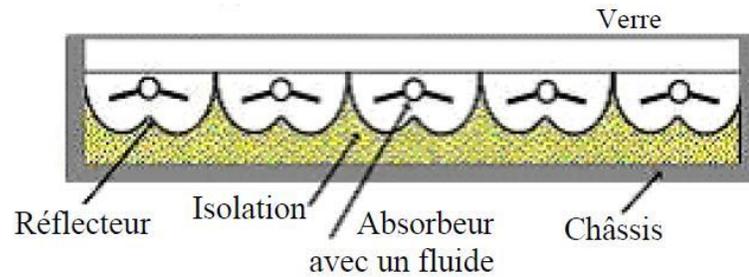


Figure 1.1: différents éléments d'un capteur à concentration [9]

Les capteurs à concentration sont des capteurs solaires muni d'un système optique (réflecteur, lentilles, etc.) destiné à concentrer sur l'absorbeur le rayonnement ayant traversé l'ouverture. C'est-à-dire Au lieu de frapper directement la surface absorbante, les rayons solaires arrivent sur les miroirs qui les renvoient sur la surface absorbante qui convertit le rayonnement en chaleur. La chaleur est ensuite transmise au fluide caloporteur **Figure 1.2** [9]. L'intérêt de ce procédé est de réduire grandement la taille de l'absorbeur, ce qui réduit les pertes de chaleur et augmente son efficacité [9]. En général, les capteurs à concentration sont utilisés pour des applications à haute température [9].

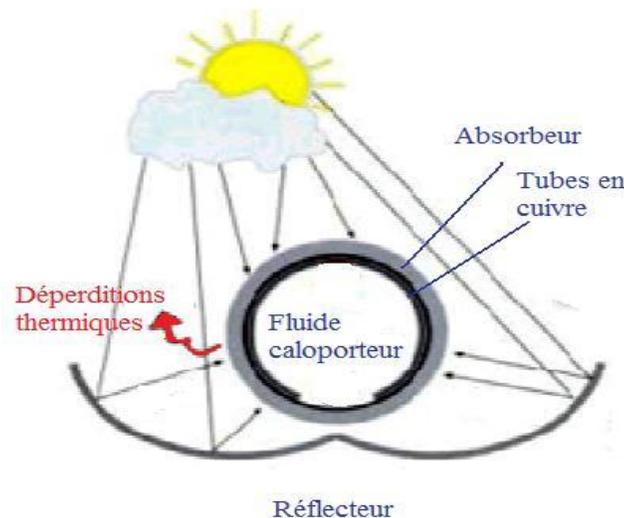


Figure 1.2: Schéma d'un capteur à concentration [9]

1.3.2 Capteurs non-vitrés :

Un capteur solaire non vitré, aussi appelé capteur "moquette", est composé :

- d'un absorbeur (métallique ou synthétique) revêtu d'une peinture sombre et sélective;
- d'un faisceau de tubes cylindriques ou ovalisés, résistants aux rayonnements ultraviolets et aux variations de température.

Les tubes sont parcourus par de l'eau (fluide caloporteur). Cette eau se réchauffe au fil de l'écoulement dans les tubes. Ces capteurs solaires ne sont généralement pas isolés. De ce fait, en sortie du capteur, l'eau n'excède pas 20°C. La seule application des capteurs solaires non vitrés est le chauffage de l'eau de la piscine [9].



Figure 1.3: Capteurs non-vitrés [9]

1.3.3 Capteurs sous-vide :

Un capteur solaire thermique sous vide est composé :

- d'une série de tubes de verre sous vide (il n'y a pas d'air),
- d'un absorbeur à l'intérieur des tubes de verre,
- d'un tube en cuivre à l'intérieur des tubes de verre.

Les tubes en cuivre sont parcourus par un fluide caloporteur (eau + antigel). Cette eau se réchauffe au fil de l'écoulement dans les tubes. Grâce aux propriétés isolantes du vide, les déperditions de chaleur par convection sont fortement réduites. Ceci permet de chauffer l'eau à une température comprise entre 85°C et 100°C [9].

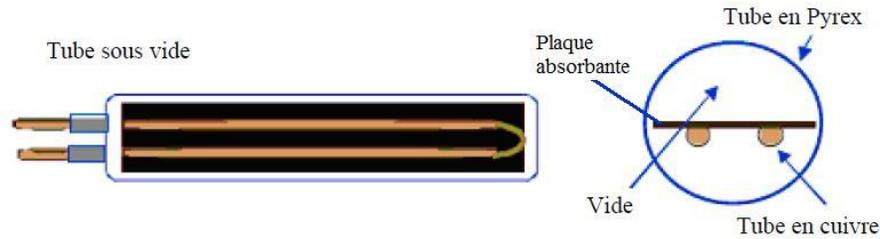


Figure 1.4: Capteurs sous vide [9]

1.3.4 Capteurs plans :

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, par un fluide caloporteur (air, eau,...) qui joue le rôle de l'intermédiaire [10]. Le schéma d'un capteur solaire plan est donné sur la **Figure 1.5**.

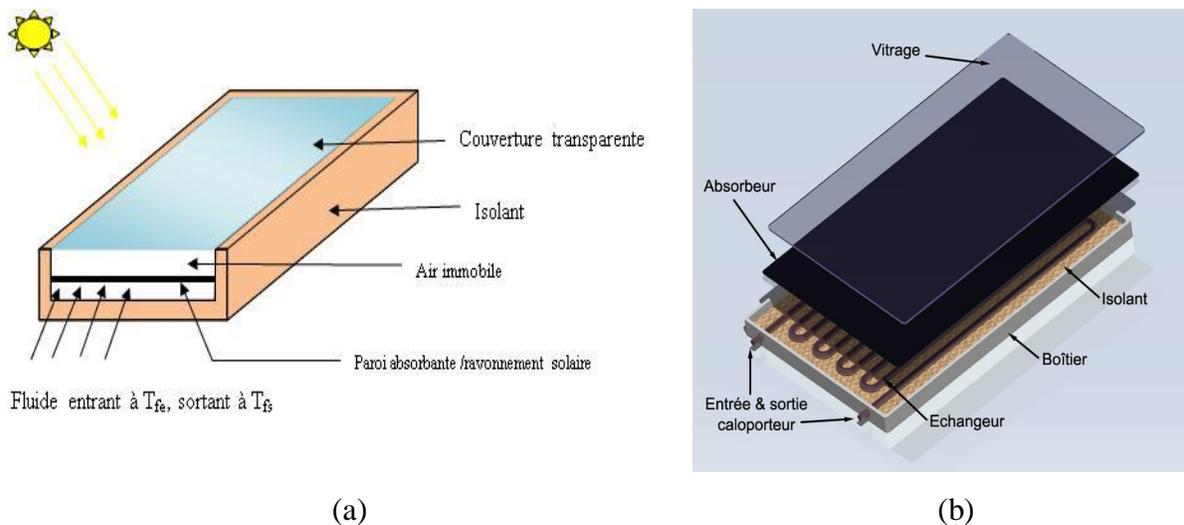


Figure 1.5 : Schéma d'un capteur solaire plan (a) à air (b) à eau

Donc la paroi absorbante s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident. Le fluide caloporteur qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température à la traversée du capteur [10].

La performance du capteur plan dépend fortement des qualités optiques des matériaux. Environ 60 % du rayonnement est transmis au fluide caloporteur sous forme de chaleur [9]. Le capteur plan vitré est bien adapté aux besoins des habitations. Ses températures de fonctionnement correspondent aux températures de production de chauffage et d'eau chaude sanitaire.

Le capteur solaire plan se compose essentiellement des éléments suivants [10] :

- une plaque opaque qui absorbe le rayonnement solaire et transmette au fluide caloporteur;
- une isolation thermique arrière est latérale;
- une couverture transparente généralement en verre à simple ou à double qui assure l'effet de serre et évite le refroidissement de l'absorbeur en protégeant de vent.

1.3.4.1 Absorbeur :

L'absorbeur doit avoir deux propriétés fondamentales: absorber le maximum possible du rayonnement solaire, et conduire efficacement la chaleur absorbée dans le fluide caloporteur [8]. Les absorbeurs sont généralement réalisés avec des feuilles minces de métaux présentant une bonne conductibilité et une bonne tenue mécanique. La plupart des matériaux n'ont pas une très grande absorption, et ils doivent subir un traitement de surface spécial afin de préparer ce qu'on appelle les surfaces "sélectives" qui absorbent au maximum le rayonnement solaire et émettent au minimum le rayonnement infrarouge dû à l'échauffement de l'absorbeur. Ces surfaces doivent résister à la corrosion et aux fluctuations de température du fonctionnement normal.

Deux coefficients déterminent les caractéristiques de ces absorbeurs :

α : coefficient d'absorption (0 à 1, optimum : 1)

ε : coefficient d'émission (0 à 1, optimum : 0)

Le traitement de surface peut être obtenu par des procédés électrochimiques ou électro physiques. De nombreux progrès ont été réalisés dans ce domaine, les plus importants, classés par ordre d'apparition, seront présentés et comparés par rapport à la peinture noire [tableau 1.2](#) [10].

Tableau 1.2 : Différents traitements de surface [11]

Revêtement	Absorption α	Emission ε
Peinture noire	0,9 - 0,95	> 0,85
Black chrome	0,95	0,12 - 0,18
Dépôt sous vide	> 0,95	< 0,05

Les valeurs du coefficient d'absorption α et du coefficient d'émission ε pour les matériaux absorbeur les plus utilisés dans les capteurs solaires plans sont données dans le [tableau 1.3](#).

Tableau 1.3: α et ε pour les supports les plus utilisés comme absorbeur [10]

Support et traitement	Absorption α	Emission ε
Acier nickel noir sur nickel	0,95	0,07
Acier et chrome noir sur nickel	0,95	0,09
Acier et chrome noir	0,91	0,07
Cuivre et chrome noir	0,95	0,14
Acier galvanisé et chrome noir	0,95	0,16
Cuivre et cuivre noir	0,88	0,15
Acier et oxyde de fer	0,85	0,08
Aluminium et oxyde de manganèse	0,70	0,08
Acier et couche organique sur chrome noir	0,94	0,20
Peinture noir époxy	0,95	0,18
Peinture blanche époxy	0,25	0,91

1.3.4.2 Couverture transparente :

La couverture a une fonction de protection de l'absorbeur, mais elle joue aussi un rôle important dans le bilan thermique en réduisant les pertes de chaleur. Habituellement, on utilise le verre comme couverture transparente [10]. Un tel dispositif représente donc un véritable piège au rayonnement solaire (effet de serre), qui peut être amélioré en munissant le capteur

d'une double couverture. La couverture doit présenter une bonne résistance aux chocs, aux brusques variations de températures ainsi qu'aux températures élevées. La qualité de la couverture est caractérisée par son rendement optique ou taux de transmission qui dépend de sa nature et de son épaisseur ainsi que de l'angle d'incidence i et de la nature du rayonnement (direct ou diffus).

Comme couvertures transparentes utilisées dans la conception des capteurs solaire plans, on distingue : le **verre** avec un coefficient de transmission habituel de 0.91 allant jusqu'à 0.96 pour le verre "antireflet" et un effet de serre nettement supérieur; et les **polycarbonates** avec un coefficient de transmission de l'ordre de 83% sous une incidence normale à l'état neuf (diminue légèrement avec le temps, 79% au bout de cinq ans), et qui présentent l'avantage d'avoir une bonne résistance aux chocs thermomécanique.

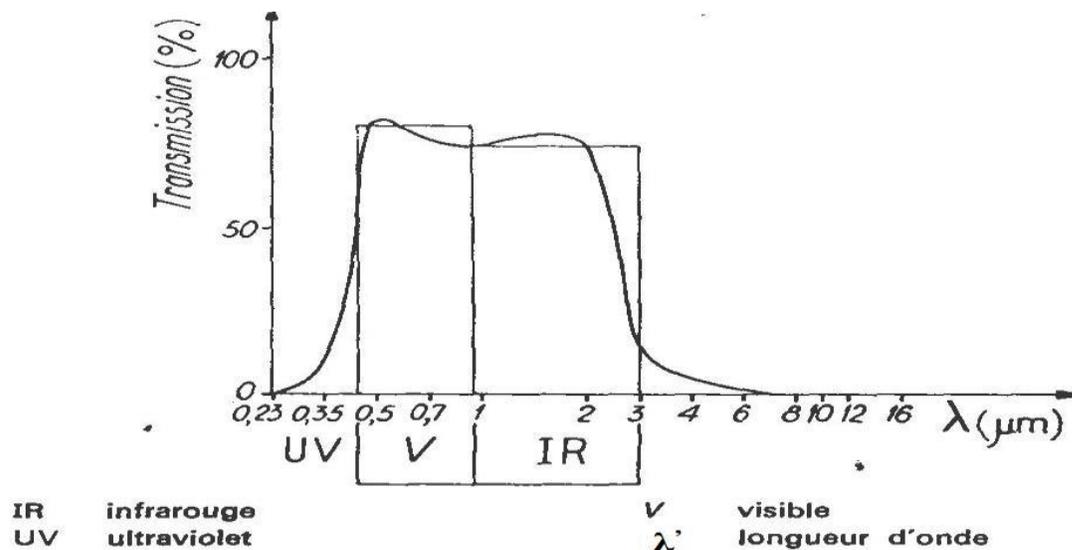


Figure 1.6 : Transparence du verre [10]

1.3.4.3 Isolant :

Limiter les pertes de chaleur vers l'extérieur est primordial pour optimiser les performances des capteurs solaires [10].

Nombreux sont les produits isolants qui peuvent convenir pour l'isolation des capteurs; les plus utilisés sont la laine de verre et les mousses polyuréthanes dont leur épaisseur varie de 4 à 8 cm. Un bon isolant doit avoir les qualités suivantes :

- une faible conductivité thermique.
- une faible densité (pour une faible inertie thermique).
- la chaleur massique doit être basse.
- une résistance thermique dans l'intervalle des températures de service.

On distingue trois types d'isolants :

- **Isolants minéraux:** la laine de verre constituée de fibres de verre très fines avec conductivité varie entre 0,034W/mk à 0°C et 0,053 W/mk à 200°C; la vermiculite (mica) avec conductivité varie de 0,12 à 0,60 W/mk.
- **Isolants d'origine végétale:** le bois bien sec avec conductivité varie entre 0,13 et 0,4 W/mk (ou 0,05 W/mk à 0,10 W/mk s'il est sous forme de fibres agglomérées).
- **Isolants organiques:** la mousse phénolique et la mousse de chlorure de polyvinyle avec conductivité de 0,44 W/mk et de 0,033W/mk respectivement; la mousse de polyuréthane avec conductivité de 0,025 Wmk à 0,08 Wmk tout dépend de sa densité; le polystyrène est très léger et nettement moins cher avec conductivité thermique de l'ordre de 0,04 W/mk.

Tableau 1.4 : Conductivité thermique de quelque matériau [10]

Désignation	λ (w/m °K)	ρ (Kg/m ³)	Température maxi d'utilisation (°C)	Observation
Laine de verre	0.034 à 0.053	70	150	Sensible à l'humidité
Mousse de verre	0.057	123	150	Sensible à l'humidité
Bois	0.13 à 0.4	123	150	
Liège exposé	0.045	100		
Polystyrène	0.042	15	85	Moulé comprimé
Polyuréthane	0.035	35	85	Moulé comprimé

1.3.4.4 Le fluide caloporteur :

Le fluide caloporteur utilisé dans le circuit primaire de capteur solaire a pour rôle de véhiculer la chaleur cédée par l'absorbeur; différents fluides peuvent être utilisés mais doit satisfaire a des certains conditions [10]:

- grande capacité calorifique;
- faible viscosité;
- coefficient de transfert thermique élevé;
- haute point de d'ébullition est bas point de congélation;
- degré d'agressivité faible devant les matériaux constituant le capteur.

Les fluides caloporteurs plus utilisés sont :

l'air comme agent de transport de calories a un grand avantage par son abondance et sa gratuité, est par l'absence des problèmes de gel et de corrosion ce qui donne au capteur une grande durée de vie et moins de travaux d'entretien. Mais pour transporter une quantité raisonnable d'énergie il faut utiliser des volumes d'air très importants.

l'eau est un excellent fluide caloporteur pour sa chaleur massique mais le risque de gel pendant les nuits d'hiver et le risque d'ébullition en cas de hautes températures pose des problèmes. Outre, la naissance des couches de tartre dans les canalisations au fil de temps diminue la quantité de chaleur échangées.

1.5 Transfert thermique dans les capteurs solaires plans a air :

La transmission de l'énergie solaire peut être défini comme le transfert de l'énergie d'une région a une autre sous l'influence d'une différence de température [12] ce qui fait intervenir les trois modes de transfert de chaleur qui sont largement affectés par la configuration de capteur solaire en étude. L'évaluation précise des flux de chaleur à travers les différents éléments d'un capteur solaire est généralement très compliquée à cause de la distribution non uniforme de températures. Cependant, à l'aide des lois phénoménologiques et des corrélations empiriques, il est possible d'estimer sans trop de difficultés les différents échanges thermiques à l'intérieur des capteurs solaires plans Avec une précision convaincante [2].

1.5.1 Conduction :

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'milieu solide, liquide ou encore entre deux milieux en contact physique. Les lois de la conduction sont [12]:

$$q = -kA \frac{dT}{dn} \quad (1.1)$$

Où :

q : flux de chaleur (W).

k : conductivité thermique (W/m.K).

A : surface perpendiculaire à q (m²).

$\frac{dT}{dn}$: gradient de température dans la direction n normale a la surface (K/m).

Le cas le plus simple qu'on rencontre Généralement dans les capteurs solaires plans est la conduction unidirectionnelle en régime stationnaire dans une paroi plane de conductivité thermique constante lorsque le flux de chaleur peut être déterminé en intégrant l'équation (1.1) entre les deux surfaces de la paroi distante de L et maintenues aux températures T_1 et T_2 respectivement [2]:

$$q = A \frac{T_1 - T_2}{L/k} \quad (1.2)$$

Où L/k représente la résistance thermique de conduction, Cette expression est souvent utilisée pour calculer les pertes thermiques vers l'arrière et à travers les parois latérales de capteur solaire, tant que les résistances associées aux échanges thermiques par convection et par rayonnement sont d'un ordre de grandeur très petit par rapport à celui de la résistance associée à l'échange thermique par conduction. Les coefficients de pertes correspondants basés sur la surface de capteur solaire sont exprimés comme suite [2] :

$$U_b = \frac{k_b}{L_b} \quad U_e = \frac{k_e A_e}{L_b A_e} \quad (1.3)$$

1.5.2 Convection :

Les phénomènes de convection interviennent dans la transmission de la chaleur chaque fois qu'un fluide se déplace par rapport à des éléments fixes, lorsque se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de densité résultant des gradients de températures on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre, si le mouvement du fluide est provoqué par une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée. La loi des phénomènes convectifs est [13] :

$$q = hA(T_p - T_f) \quad (1.4)$$

h : coefficient de convection (W/m²K).

A : surface perpendiculaire à q (m²).

T_p : température de surface de l'élément (K).

T_f : température moyenne du fluide (K).

Convection naturelle entre deux plans parallèles

Pour diminuer les pertes thermiques vers l'avant, le capteur solaire est souvent muni d'une vitre transparente placée au-dessus de l'absorbeur dont l'écart de température donne naissance d'une convection naturelle entre ceux-ci. Alors, le coefficient d'échange thermique par convection naturelle entre deux plans parallèles inclinés est également de grande importance pour l'évaluation des pertes thermiques dans les capteurs solaires plans. Les relations de ce coefficient disponibles dans la littérature sont purement empiriques, vu la complexité de ce phénomène. La relation la plus rassurante pour l'analyse thermique des capteurs solaires plans est celle offerte par Hollands et al. [2] :

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ \left(1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cos \beta} \right) + \left[\left(\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^+ \quad (1.5)$$

pour $0 < Ra < 10^6$

Où le signe + indique qu'on prend en considération que les valeurs positives des expressions entre les crochets (i.e. prendre zéro si cette expression est de valeur négative) β signifie l'angle d'inclinaison de capteur solaire compris entre 0 et 75°.

Convection forcée entre deux plans parallèles

A l'intérieur des capteurs solaires à air, l'air s'écoule souvent dans un espace délimité par deux plans parallèles de largeur infinie. Une autre caractéristique typique des capteurs solaires à air est le type de conditions aux limites qui imposent que l'un des plans est chauffé et l'autre est isolé (adiabatique).

Le coefficient d'échange convectif pour un régime d'écoulement laminaire dans telle configuration peut être calculé à partir d'une corrélation similaire à l'équation ci-dessous :

$$Nu = Nu_{\text{établi}} + \frac{a(\text{Re Pr } D/L)^m}{1 + b(\text{Re Pr } D/L)^n} \quad (1.6)$$

Où les constantes a , b , m , n sont données dans le [Tableau 1.5](#) et le [Tableau 1.6](#) respectivement pour le cas où le plan chauffé est soumis à un flux de chaleur constant, et le cas où le plan chauffé est maintenu à une température constante uniforme [14]. De même que pour les tubes circulaires, si les deux plans sont infiniment longs, le coefficient d'échange par convection est égal à celui associé à l'écoulement établi $Nu \approx Nu_{\text{établi}}$. Pour un écoulement turbulent entre deux plans parallèles, on peut utiliser la corrélation suivante [2]:

$$Nu = 0.0158 \text{Re}^{0.8} \left[1 + 0.2863 \exp\left(-0.0582 \frac{L}{D}\right) \right] \quad (1.7)$$

Cette équation représente le produit du nombre de Nusselt d'un écoulement turbulent établi [14].

Tableau 1.5: Constantes de l'équation (1.6) pour deux plans parallèles dont l'un est isolé et l'autre soumis à un flux de chaleur constant [14].

Pr	a	b	m	n
07	0.00190	0.00563	1.71	1.17
10	0.00041	0.00156	2.12	1.59
∞	0.00021	0.00060	2.24	1.77

$Nu_{\text{établi}} = 5.385$

Tableau 1.6 : Constantes de l'équation (1.6) pour deux plans parallèles dont l'un est isolé et l'autre maintenu à une température constante [14].

Pr	a	b	m	n
0.1 – 10	0.0606	$0.0909Pr^{0.17}$	1.2	0.7
$Nu_{\text{établi}} = 4.86$				

1.5.3 Rayonnement :

Le rayonnement est le mécanisme par lequel la chaleur se transmet d'un milieu à une haute température vers un autre à basse température lorsque ces milieux sont séparés dans l'espace ce mode de transfert ne nécessite pas de support matériel et peut donc s'effectuer dans le vide.

En général, les sources de rayonnement sont des solides et le rayonnement se fait par la surface. La loi du rayonnement peut s'écrire sous la forme [13] :

$$q = \sigma AT^4 \quad (1.8)$$

Où :

σ : constante de Stefan-Boltzmann, égale à $5.66697 \cdot 10^{-8}$ [W/m².k⁴].

A : surface perpendiculaire à q (m²).

T : température de la surface du corps rayonnant (K).

Cette loi décrit le comportement d'un corps noir (corps idéal) qui absorbe, sans réfléchir ni transmettre, tout rayonnement de toute longueur d'onde incident sur sa surface de toute direction. Une propriété optique appelée l'émissivité peut ensuite être définie comme le rapport de l'énergie totale émise par un matériau réel sur l'énergie totale émise par un corps noir à la même température [2] :

$$E_{\text{matériau réel}} = \varepsilon \sigma T^4 \quad (1.9)$$

La majorité des problèmes de thermique dans les applications solaires implique le transfert par rayonnement entre deux surfaces opaques séparées par un milieu transparent. Le flux net échangé entre deux surfaces A_1 et A_2 de températures absolues T_1 et T_2 (soit $T_1 < T_2$) et d'émissivités ε_1 et ε_2 respectivement, est donné par l'expression suivante [2] :

$$q = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (1.10)$$

Où F_{12} est le facteur de vue (ou facteur de forme géométrique).

Il y a deux cas très intéressants dans les capteurs solaires plans. Le premier est l'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre dont les deux surfaces sont égales ($A_1 = A_2 = A$), il est sous la forme suivante [2] :

$$h_r = \frac{\sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \varepsilon_{12} \sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1) \quad (1.11)$$

Où ε_{12} est appelé l'émissivité composée (ou équivalente).

Le second cas est l'échange radiatif entre la vitre et la voûte céleste (A_1 entourée par une enceinte de surface très large A_2), il est exprimé comme suite [2] :

$$h_r = \varepsilon_1 \sigma(T_2^2 + T_1^2)(T_2 + T_1) \quad (1.12)$$

1.5.4 Coefficient global de pertes thermiques :

Dans l'analyse des capteurs solaires, on s'intéresse par la détermination du coefficient global de transfert thermique [15]. Ce dernier est introduit afin de linéariser les pertes thermiques vers l'environnement en fonction de l'écart de température. Le coefficient global de pertes thermiques peut être donné par la somme des coefficients de pertes thermiques à travers la face avant, la face arrière et à travers les parois latérales [2]:

$$U_L = U_i + U_b + U_e \quad (1.13)$$

Comme les résistances au transfert thermique à travers la face arrière et les parois latérales du capteur solaire sont liées aux matériaux d'isolation, elles peuvent être exprimées sous forme d'une résistance thermique simple en mode conductif. Par contre, les pertes à travers la face avant sont plus délicates à évaluer, à cause de différentes modes de conversion de chaleur coexistent. Dans ce cas, il est préférable d'exploiter l'analogie entre le comportement physique de diffusion de flux de chaleur et de courant électrique décrits respectivement par la loi de Fourier et la loi d'Ohm. Cette technique semi-empirique, applicable aux transferts de chaleur

en mode simple ou multiple, nous permet de déduire l'expression du coefficient de pertes thermiques en avant [2]:

$$\frac{q_t}{A} = \frac{T_p - T_a}{\frac{1}{U_t}} = \frac{T_p - T_a}{R_t} \quad (1.14)$$

Avec:

$$U_t = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_1 + R_2} = \left[\frac{1}{h_{c,p-v} + h_{r,p-v}} + \frac{1}{h_{c,v-a} + h_{r,v-a}} \right]^{-1} \quad (1.15)$$

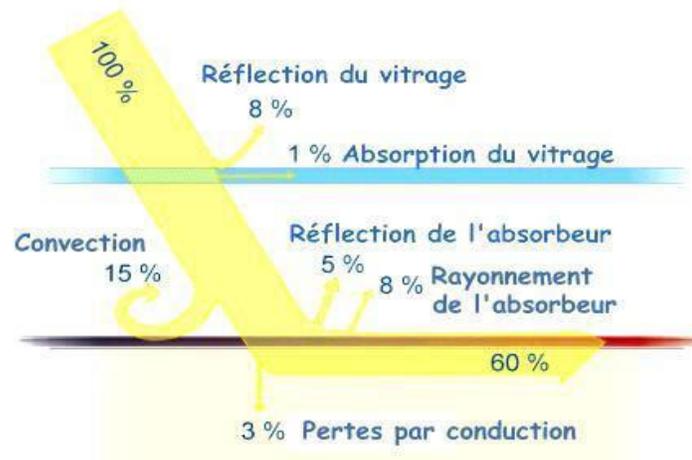


Figure 1.7 : Schéma des différentes pertes [10]

1.5.5 Absorption du rayonnement solaire :

Pour comprendre le phénomène de l'absorption du rayonnement solaire par les capteurs solaires plans, il est nécessaire de connaître la fraction du rayonnement solaire incident absorbée par leurs différents éléments. Après avoir traversé le vitrage du capteur solaire, le rayonnement solaire sera intercepté par l'absorbeur. Mais Comme aucun absorbeur n'est parfaitement noir il va réfléchir une partie de ce rayonnement qui n'est pas totalement perdue car une fraction sera à son tour renvoyée par la vitre vers l'absorbeur. Il faudra tenir compte de plusieurs réflexions entre le système de couverture et la plaque d'absorption [8].

Le mécanisme de transmission-absorption-réflexion est illustré dans la **Figure 1.8**. La somme de réflexions multiples conduit à une série géométrique pour la fraction du rayonnement solaire incident absorbé par l'absorbeur. Cette fraction fréquemment appelée transmissivité-absorptivité effective peut être exprimée sous la forme suivante [8] :

$$(\tau_v \alpha_p)_e = \frac{\tau_v \alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p) \rho_d} \quad (1.16)$$

Le même raisonnement s'applique dans le cas de la vitre pour écrire la fraction du rayonnement solaire absorbée par cette dernière :

$$(\alpha_v)_e = \alpha_v \left[1 + \frac{\tau_v (1 - \alpha_p)}{1 - (1 - \alpha_p) \rho_d} \right] \quad (1.17)$$

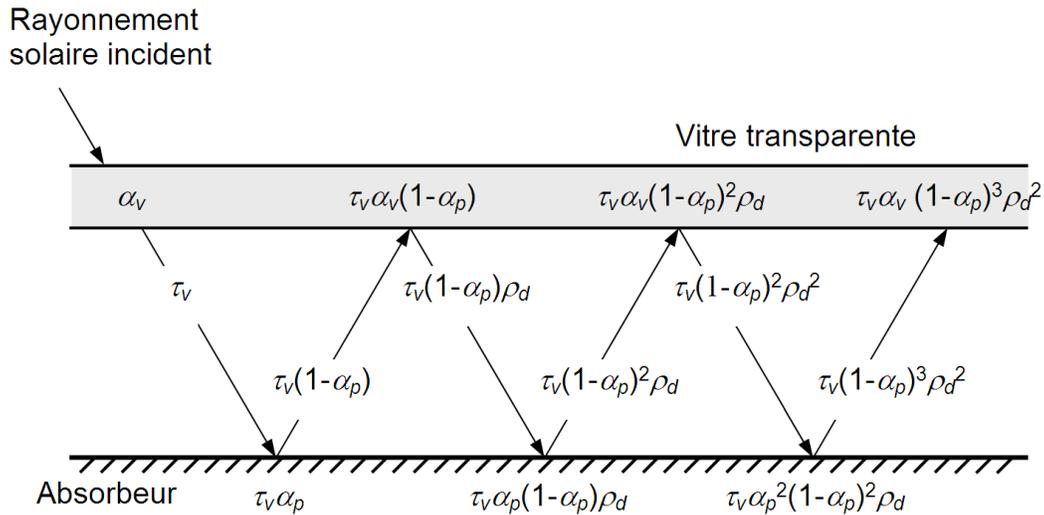


Figure 1.8 : Réflexion-absorption du rayonnement solaire [2]

1.6 Bilan thermique :

En considérant le cas le plus simple d'un capteur solaire constitué d'une vitre, d'un absorbeur et d'un isolant, l'énergie solaire reçue se divise en pertes optiques qui correspondent à la partie réfléchiée par le vitrage, et en énergie captée correspond à la partie absorbée par le capteur solaire, qui se divise à son tour en énergie emmagasinée sert seulement à chauffer ce dernier,

énergie perdue thermiquement vers le milieu ambiant et en énergie utile extraite par le fluide caloporteur. Si on considère que :

- le capteur solaire est parfaitement isolé,
- le transfert thermique dans la lame d'air entre l'absorbeur et la vitre est stationnaire,
- l'absorbeur et la vitre sont des surfaces grises, maintenues à températures uniformes,
- la température du fluide caloporteur varie dans le sens de l'écoulement,

un modèle dynamique quasi-unidimensionnel à 3 nœuds peut être obtenu à partir de l'équilibre thermique de chaque élément du capteur solaire [2]:

Pour la vitre :

$$(mc_p)_v \frac{dT_v}{dt} = P_v + A(h_{rp-v} + h_{cp-v})(T_p - T_v) - A(h_w + h_{rv-a})(T_v - T_a) \quad (1.18)$$

Pour l'absorbeur :

$$(mc_p)_p \frac{dT_p}{dt} = P_p - A(h_{rp-v} + h_{cp-v})(T_p - T_v) - Ah_{cp-f}(T_p - T_f) \quad (1.19)$$

Pour le fluide caloporteur :

$$(dmc_p)_f \frac{DT_f}{Dt} = h_{cp-f}(T_p - T_f)dA \quad (1.20)$$

Où P_v et P_p représentent respectivement les puissances absorbées par la vitre et par l'absorbeur calculées par :

$$P_v = (\alpha_v)_e AG \quad (1.21)$$

$$P_p = (\tau_v \alpha_p)_e AG \quad (1.22)$$

Et d'où $\frac{D}{Dt}$ est la dérivée particulaire et $(dmc_p)_f$ représente la capacité thermique d'un élément de longueur dx du fluide caloporteur. Les coefficients d'échange convectif h_c et radiatif h_r peuvent être déterminés selon la configuration du capteur solaire [2].

Références

[2] C. MAHBOUB. Etude des phénomènes de transfert thermique dans les échangeurs de la chaleur destinés aux applications solaires. Thèse de doctorat, Université de Biskra (2016).

- [8] A. RABL. Active Solar Collectors and Their Applications. Oxford University Press, New York (1985).
- [9] http://www.solairethermique.guidenr.fr/L_different-type-capteur-solaire-thermique.php (date de consultation 11/10/2018).
- [10] M. A. AMRAOUI. Etude numérique d'un capteur solaire plan à air Influence de la forme de la rugosité. Mémoire de magister, Université de Tlemcen (2012).
- [11] K. M. KELLAR, S. V. PATANKAR. Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins. Journal of heat transfer 109, 25-30 (1987).
- [12] A. HADDAD. Transferts thermiques. Dar -EI- Djazairia, Alger (2001).
- [13] A. B. DE VRIENDT. La transmission de la chaleur. Volume 1. Tome 1. 2^{ème} édition, Chicoutimi (Québec) : Gaëtan Morin (1984).
- [14] J. A. DUFFIE, W. A. BECKMAN. Solar Engineering of Thermal Processes. 4^{ème} édition, Wiley, New Jersey (2013).
- [15] T. L. BERGMAN, A. S. LAVINE, F. P. INCROPERA, D. P. DEWITT. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7^{ème} édition, Wiley (2011).

Chapitre 2

Revue de littérature

Chapitre 2

Revue de littérature

2.1 Introduction :

L'analyse détaillée des capteurs solaires est une tâche complexe, composée d'un nombre élevé de paramètres influant sur leur rendement (performance). Au cours des dernières années, plusieurs procédures dynamiques ont été développées et testées à l'aide d'approches numériques, afin de simuler le fonctionnement des capteurs solaires sans réaliser des expériences souvent compliquées et coûteuses [16]. Dans le présent chapitre, une revue actualisée des travaux qui ont comme objectif de modéliser le comportement thermique des capteurs solaires thermiques est présentée.

2.2 Synthèse bibliographique :

Sun et al. [17] ont présenté un modèle mathématique basé sur la méthode de différences finies pour un capteur solaire à air fonctionnant en mode de convection forcée, dont plusieurs paramètres ont été pris en considération. Afin de vérifier la précision de ce modèle, un système expérimental a été construit pour étudier les performances de ce capteur à double passage. L'effet du débit massique à l'entrée du capteur sur les performances thermiques a été étudié dans diverses conditions environnementales. La température de l'air à la sortie du capteur obtenue à partir du modèle proposé montre un accord raisonnable avec expérience. En considérant l'énergie utile et la puissance du ventilateur consommée dans des conditions réelles, les débits massiques optimaux ont été discutés et simulés avec différentes températures

ambiantes et rayonnements solaires, ce qui montre pour ce capteur que \dot{m}_{opt} vaut 0,03 kg/s pour $I=400 \text{ W/m}^2$; 0,04 kg/s pour $I=700 \text{ W/m}^2$ et 0,045 kg/s pour $I=1000 \text{ W/m}^2$.

Hamed et al. [18] ont étudié le comportement d'un capteur solaire plan à eau fonctionnant en régime dynamique. Tenir en compte les conditions initiales concernant le capteur analysé dans la modélisation mathématique, basée sur la méthode des bilans des énergies globaux. Cette dernière fait appel à une estimation de l'évolution du flux solaire global. La résolution du modèle a été faite par un program Matlab. Les résultats de la simulation numérique permettent de quantifier la dynamique de chaque élément de l'installation à savoir : la vitre, l'air confiné, l'absorbeur ainsi que l'évolution de la température de l'eau le long de son parcours dans les tubes transmetteur du fluide. L'influence de quelques paramètres, tels que le débit du fluide caloporteur, la température ambiante et les nombres des tubes sur la température de sortie du fluide caloporteur le rendement du capteur a été étudié.

Kaoulal et al. [19] ont étudié théoriquement le comportement d'un capteur solaire plan à air à simple passage entre l'absorbeur et la vitre, intégré à la façade de bâtiment, fonctionnant en régime dynamique en convection naturelle et destinée au chauffage. L'analyse du comportement de ce dernier a permis d'établir un modèle basé sur la résolution des équations de bilans thermiques par la méthode nodale. A l'aide de la simulation numérique sous Matlab en utilisant la méthode de Runge- Kutta), ils ont pu déterminer les profils de températures, du vitrage, de l'absorbeur, et du fluide caloporteur (l'air) à la sortie du capteur, ainsi que le rendement thermique instantané.

Saadi [20] a étudié le comportement thermique d'un capteur solaire plan à eau en régimes permanent et transitoire, en développant un programme de calcul au laboratoire. La résolution du système d'équations obtenu est abordée par deux approches numériques, la première est la méthode de Gauss-Seidel et l'autre est la méthode de Runge Kutta d'ordre 4. Les résultats obtenus ont été validés par un travail expérimental qui a été mené dans les mêmes conditions météorologiques au Centre de Développement des Energies Renouvelables. Ces résultats permettent de préciser l'effet des paramètres internes et externes sur le rendement instantané du capteur, et de mettre en évidence l'effet prédominant de l'éclairement énergétique.

Saleh [21] a présenté un modèle mathématique unidimensionnel permettant de simuler les processus transitoires qui se produisent dans les capteurs solaires plans à eau. Le modèle proposé simule le système de capteur solaire complet, y compris le plateau et le réservoir. Le modèle prend en compte les propriétés thermo-physiques et les coefficients de transfert de chaleur en fonction du temps. Il repose sur des équations décrivant la conservation de l'énergie du vitrage, de la lame d'air entre le vitrage et l'absorbeur, de l'absorbeur, du fluide caloporteur, de l'isolant et du réservoir de stockage. Les équations différentielles ont été résolues à l'aide de la méthode implicite des différences finies. Afin de vérifier la méthode proposée, une expérience a été conçue et menée pendant plusieurs jours avec des conditions ambiantes et des débits variables. La comparaison entre les résultats calculés et mesurés de la température transitoire du fluide à la sortie du collecteur a montré une convergence satisfaisante. La méthode proposée est appropriée pour la vérification de l'efficacité de l'absorbeur et du vitrage et pour calculer l'efficacité globale du système ainsi que le coefficient global de pertes thermiques.

Zueva et Magiera [22] ont proposé un modèle mathématique pour le transfert de chaleur dans un système impliquant un capteur solaire et un échangeur de chaleur. Une solution analytique est obtenue pour le problème de la conduction de la chaleur à travers la paroi du capteur dans les conditions limites de Cauchy en ce qui concerne les sources de chaleur internes dues au flux d'énergie solaire. Un schéma d'une installation expérimentale impliquant un capteur solaire «SOLAHART» est présenté, dans lequel le rayonnement solaire chauffe un fluide caloporteur circulant par gravité. Les températures observées de ce fluide à la sortie du capteur correspondent de manière satisfaisante à celles calculées avec le modèle proposé.

Zima et Dziewa [23] ont présenté un modèle mathématique unidimensionnel pour simuler les processus transitoires qui se produisent dans les capteurs solaires plans à eau. La méthode proposée considère un modèle de capteur avec des paramètres distribués. Dans ce modèle, les conditions aux limites peuvent dépendre du temps. Le modèle proposé est basé sur des équations décrivant la conservation de l'énergie pour le revêtement en verre, l'entrefer entre le revêtement et l'absorbeur, l'absorbeur, le fluide caloporteur et l'isolation. Les équations

différentielles dérivées ont été résolues en utilisant la méthode implicite des différences finies. Toutes les propriétés thermo-physiques du fluide, de l'absorbeur et de l'entrefer sont calculées en temps réel. Les distributions spatio-temporelles des coefficients de transfert de chaleur sont également calculées en mode en ligne. Afin de vérifier expérimentalement la méthode proposée, un banc d'essai a été construit et des mesures ont été effectuées. En comparant les résultats de mesure de la température transitoire du fluide à la sortie du capteur avec les résultats théoriques, une convergence satisfaisante est trouvée. La méthode proposée est appropriée pour la vérification de l'efficacité de divers absorbeurs et de leurs revêtements de surface, sans qu'il soit nécessaire de mener des recherches sur les capteurs existants. Il permet d'analyser l'influence du débit massique du fluide sur les performances du capteur et de déterminer la constante de temps du capteur. Le modèle présenté convient aux collecteurs travaillant en parallèle ou en serpentin avec de vitrage simple ou double.

Hilmer et al. [24] ont développé une méthode de calcul du comportement dynamique à court terme des capteurs solaires, fonctionnant avec des débits de fluide variables. Il repose sur un système d'équations aux dérivées partielles du premier ordre. La méthode a été appliquée pour modéliser un grand capteur non vitré utilisé pour chauffer une piscine extérieure publique à Marburg (Allemagne). Une validation avec des données mesurées sur ce capteur a montré une bonne précision du modèle à court et à long terme, à des débits constants et variables. De plus, le comportement dynamique du modèle détaillé a été comparé à celui d'autres modèles, en particulier à des débits variables. Dans le cas des collecteurs non vitrés, un modèle dynamique simple, basé sur une équation différentielle ordinaire, donne des résultats précis dans la plupart des applications pratiques, même à des débits variables. L'extension de la méthode aux capteurs plans est également démontrée.

Cadafalch [25] a présenté un modèle numérique transitoire unidimensionnel pour les dispositifs thermiques solaires plans. Le modèle permet l'analyse de différentes configurations et composants tels que le vitrage multiple, l'isolation transparente, les entrefers, les revêtements de surface, l'isolation opaque et l'accumulation d'énergie dans l'eau ou les réserves internes de PCM. Afin d'obtenir des informations d'intérêt pratique, les dispositifs solaires

thermiques sont modélisés selon des procédures de test virtuelles, conformément aux méthodes de test expérimentales décrites dans les normes européennes et internationales.

Schnieders [26] a analysé et comparé un modèle stationnaire et cinq modèles dynamiques de capteurs solaires. Les modèles sont adaptés à un ensemble de données mesurées et les paramètres de capteur résultants sont comparés entre eux. Les réponses des modèles sont comparées afin d'illustrer leurs différentes réactions aux conditions transitoires. Le rendement énergétique total quotidien prévu par les modèles pour trois jours de conditions météorologiques différentes est calculé à l'aide d'un ensemble de paramètres d'un capteur de référence. Il s'avère que le modèle stationnaire surestime la température de sortie du capteur jusqu'à 15% dans le cas de moyennes d'une minute des données d'entrée, alors que tous les modèles dynamiques donnent des résultats similaires. Dans le cas de données d'entrée horaires, l'erreur du modèle stationnaire disparaît presque.

Taherian et al. [27] ont étudié la simulation dynamique d'un capteur de chauffe-eau solaire à thermosiphon en tenant compte des conditions météorologiques d'une ville du nord de l'Iran. La simulation a été réalisée par temps clair et partiellement nuageux. L'énergie utile, les diagrammes d'efficacité, l'entrée et la sortie du capteur, la température de l'absorbeur et du vitrage mesurée au centre, ont été obtenus. Les résultats de la simulation ont été comparés aux résultats expérimentaux à l'automne et ont montré un bon accord.

Klein et al. [28] ont étudié les effets de la capacité thermique dans la modélisation des performances du capteur solaire à plan qui ont souvent été négligés en raison des calculs impliqués. Mais comme le capteur solaire est intrinsèquement exposé à des conditions météorologiques variables, les effets de capacité peuvent être importants. Pour cette étude, trois modèles différents de capteurs à plans ont été étudiés. Le premier, un modèle quasi stationnaire, simule les performances d'un capteur de capacité nulle. Le second modèle prend en compte les effets de capacité en supposant qu'une seule valeur de capacité thermique peut être déterminée pour le collecteur en tant qu'unité. Le troisième modèle divise le collecteur en plusieurs segments ou nœuds isothermes. Pour les trois modèles, les coefficients de transfert de chaleur sont calculés en fonction des conditions de fonctionnement. Les résultats montrent

que, lorsque des données météorologiques horaires sont utilisées, le modèle à capacité nulle est adéquat.

Oliva et al. [29] ont développé un modèle numérique pour la détermination du comportement thermique d'un capteur solaire. Le modèle prend en compte les aspects multidimensionnels et transitoires qui caractérisent le phénomène de transfert de chaleur dans un capteur solaire. La modélisation réalisée permet d'analyser l'influence des facteurs tels que la distribution de la non-uniformité des écoulements, les zones d'ombre, les variations de dimensions et les propriétés des différents éléments. Ces aspects peuvent également être analysés pour des conditions extérieures stables et non stables. Des situations illustrant l'influence des différents facteurs mentionnés sur la performance du capteur sont présentées.

Références

- [16] L. A. TAGLIAFICO, F. SCARPA, M. DEROSA. Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30, 526–537 (2014).
- [17] C. SUN, Y. LIU, C. DUAN, Y. ZHENG, H. CHANG, S. SHU. A mathematical model to investigate on the thermal performance of a flat plate solar air collector and its experimental verification. *Energy Conversion and Management* 115, 43–51 (2016).
- [18] M. HAMED, A. FELLAH, A. BEN BRAHIM. Modélisation en régime transitoire des performances d'un capteur solaire. 16èmes Journées Internationales de Thermique (JITH), Marrakech (Maroc), du 13 au 15 Novembre (2013).
- [19] R. KAOUAL, S. M. E. BEKKOUCHE, T. BENOUAZ, S. KHERROUR. Modélisation numérique d'un capteur solaire plan à air fonctionnant en régime transitoire en vue d'intégration au bâtiment. Conférence IBPSA France-Arras- (2014).
- [20] S. SAADI. Effet des paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan. Mémoire de magister, Université Mentouri de Constantine (2010).
- [21] A. M. SALEH. Modeling of flat-plate solar collector operation in transient states. Mémoire de master, University Fort Wayne, Indiana, USA (2012).

- [22] G.ZUEVA, J. MAGIERA. Mathematical model of heat transfer in solar collector and its experimental validation, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. 35 (6), 604-608 (2001).
- [23] W. ZIMA, P. DZIEWA. Modelling of liquid flat-plate solar collector operation in transient states. *Journal of power and energy* 225, 53-62 (2011).
- [24] F. HILMER, K. VAJEN, A. RATKA, H. ACKERMANN, W. FUHS, O. MELSHEIMER. Numerical solution and validation of a dynamic model of solar collectors working with varying fluid flow rate. *Solar Energy* 65 (5), 305-321 (1998).
- [25] J. CADAFALCH. A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices, *Solar Energy* 83, 2157-2164 (2009).
- [26] J. SCHNIEDERS. Comparison of the energy yield predictions of stationary and dynamic solar collector models and the models' accuracy in the description of a vacuum tube collector, *Solar Energy* 61 (3), 179-190 (1997).
- [27] H. TAHERIAN, A. REZANIA, S. SADEGHI, D.D. GANJI. Experimental validation of dynamic simulation of flat plate collector in a closed thermosyphon solar waterheater. *Energy Convers Manage* 52, 301–7 (2011).
- [28] S. KLEIN, J. DUFFIE, W. BECKMAN. Transient considerations of flat-plate solar collectors. *J. Eng. Power – Trans ASME* 96A:109–13 (1974).
- [29] A. OLIVA, M. COSTA, C. PÉREZ SEGARRA. Numerical simulation of solar collectors : the effect of non-uniformity and non-steady state of boundary conditions. *Solar Energy* 47(5), 359–73 (1991).

Chapitre 3

Modélisation et simulation

Chapitre 3

Modélisation et simulation

3.1 Introduction :

La modélisation et la simulation numérique sont des outils de conception importants utilisés pour prévoir l'exécution expérimentale. Dans les applications d'ingénierie, telle que l'énergie solaire, il est toujours souhaitable d'analyser théoriquement un système donné aussi intensivement que possible avant de passer à l'expérience. Dans le présent chapitre on va aborder une modélisation du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air fonctionnant en régime transitoire; dont deux modèles (simplifié et détaillé) ont été proposés, et par la suite on va procéder à une simulation numérique sur la base de ces derniers.

3.2 Description du dispositif :

Il s'agit d'un capteur solaire plan à air (voir [Figure 3.1](#)) d'une longueur $L = 1.6$ m et d'une largeur $l = 0.8$ m munis d'une couverture transparente qui assure l'effet de serre dont les propriétés optiques et thermo-physiques sont données dans le [Tableau 3.1](#); une plaque absorbante de section active de 1.28 m², et dont les propriétés optiques et thermo-physiques sont données dans le [Tableau 3.2](#); l'isolation thermique est supposée parfaite à travers la face arrière à l'aide d'un panneau épaisse de polystyrène; un coffre en bois dur assure l'isolation thermique à travers les parois latérales et maintient aussi tous les éléments du capteur

solidement ensemble; l'air de propriétés thermo-physiques prises à une température ambiante (voir [Tableau 3.3](#)) qui récupère par convection forcée une partie de l'énergie solaire captée, circule sous l'absorbeur dans la conduite dynamique de section droite de $0.8 \times 0.04 \text{ m}^2$

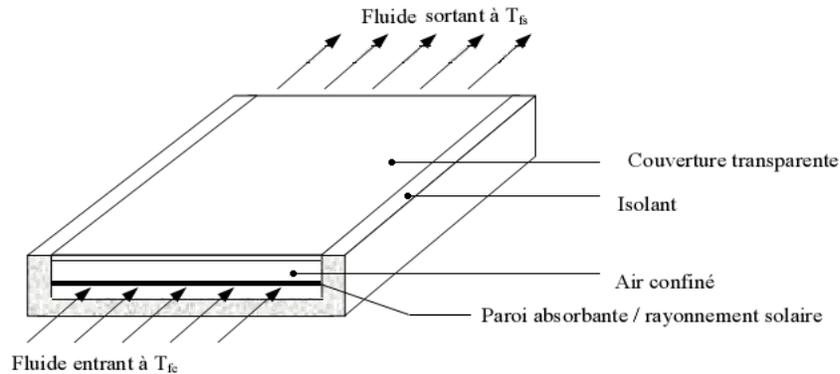


Figure 3.1 : Schéma descriptif du dispositif.

Tableau 3.1 : Propriétés optiques et thermo-physiques de la couverture transparente

Propriété	Valeur	Référence
Absorptivité (α_v)	0.086	[14]
Emissivité (ε_v)	0.88	[14]
Conductivité (λ_v)	0.93 (W/m.k)	[31]
Masse volumique (ρ_v)	2700 (kg/m ³)	[31]
Chaleur massique (C_{pv})	840 (J/kg.K)	[31]
Transmissivité (τ_v)	0.77	[14]

Tableau 3.2 : Propriétés optiques et thermo-physiques de la paroi absorbante

Propriété	Valeur	Référence
Absorptivité (α_p)	0.9	[11]
Emissivité (ε_p)	0.95	[14]
Conductivité (λ_p)	45 (W/m.k)	[32]
Masse volumique (ρ_p)	7800 (kg/m ³)	[32]
Chaleur massique (C_{pp})	473 (J/kg.K)	[32]

Tableau 3.3 : Propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur (air à 20 °C)

Propriété	Valeur	Référence
Conductivité (λ_{air})	0.025 (W/m.k)	[31]
Masse volumique (ρ_{air})	1.2 (kg/m ³)	[31]
Chaleur massique ($C_{p\text{air}}$)	1003 (J/kg.K)	[31]

3.3 Hypothèses :

La modélisation d'un capteur solaire plan à air prend en considération le mode de circulation du fluide vis-à-vis de l'absorbeur, le nombre de vitrage, la présence ou l'absence de la plaque métallique inférieure adjointe à l'isolation, les matériaux utilisés pour construire le capteur solaire...etc. [30].

Avant d'établir les modèles mathématiques, il est nécessaire de prendre en considération certaines hypothèses permettant la simplification de la démarche théorique:

- Le régime thermique est instationnaire;
- L'absorbeur et les couvertures transparentes sont maintenues chacune à une température uniforme;
- Les pertes thermiques se produisent à travers la face supérieure vitrée;
- L'écoulement de l'air dans la conduite dynamique est unidirectionnel avec une vitesse moyenne constante U ;
- La perte thermique due au vent est supposée constante;
- Les propriétés physiques de l'air et des matériaux sont prises constantes;
- La poussière et la saleté sur le capteur sont négligeables.

3.4 Formulations mathématiques :

3.4.1 Modèle simplifié:

En plus des hypothèses précitées, dans ce modèle on ne considère qu'une seule capacité thermique localisée sur l'absorbeur, et dans lequel l'inertie thermique de la vitre et du fluide caloporteur peuvent être considérées comme négligeables. Cela implique que la variation au

cours du temps de la température de la vitre et du fluide caloporteur se fait instantanément due à la variation de la température de l'absorbeur.

Bilan thermique de l'absorbeur

Une partie de la puissance solaire reçue par le capteur est absorbée, puis elle se divise en une puissance stockée sert uniquement à chauffer le capteur, une puissance perdue thermiquement à travers le vitrage et une puissance utile récupérée par le fluide caloporteur:

$$(\rho C p \delta)_p \frac{dT_p}{dt} = P_p - u_t (T_p - T_a) - h_{cp-f} (T_p - \bar{T}_f) \quad (3.1)$$

Où P_p représente la puissance du rayonnement solaire absorbée par le capteur donnée par l'équation (1.22), et u_t est le coefficient global de pertes thermiques exprimé par la relation ci-dessous:

$$U_t = \left(\frac{N}{\left(\frac{C}{T_p} \right) \left(\frac{T_p - T_a}{N + f} \right)^e + \frac{1}{h_w}} \right)^{-1} + \frac{\sigma (T_p^2 + T_a^2) (T_p + T_a)}{\frac{1}{d} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_v} + g - N} \quad (3.2)$$

Avec f , C , d , e et g sont données par Malhotra et al. [33]:

$$f = (9/h_w - 30/h_w^2) \times (T_a/316.9) \times (1 - 0.091 \times N)$$

$$C = 204.429 \times (\cos \beta)^{0.252} / L^{0.24}$$

$$d = \varepsilon_p + 0.05 \times N \times (1 - \varepsilon_p)$$

$$e = 0.252 \quad \text{et} \quad g = 0$$

Et $h_{cp-f} = \frac{k}{D_h} \text{Nu}$ est le coefficient d'échange par convection forcée entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, dont le nombre de Nusselt est donné par la corrélation (1.6) pour un écoulement laminaire ($\text{Re} < 2300$), et par la corrélation (1.7) pour un écoulement turbulent ($\text{Re} > 2300$).

Bilan thermique du fluide caloporteur

A partir de l'équation d'énergie stationnaire unidimensionnelle, nous avons:

$$(\rho C p \delta)_f U \frac{dT_f}{dx} = h_{cp-f} (T_p - T_f) \quad (3.3)$$

Où U est la vitesse moyenne de l'écoulement. Pour déterminer la variation de la température du fluide dans la conduite de l'écoulement, on intègre l'équation précédente entre la section d'entrée et une section située à une distance x , telle que:

$$\int_{T_e}^{T_f(x)} \frac{dT_f}{(T_p - T_f)} = \int_0^x \frac{h_{cp-f}}{(\rho C_p \delta)_f U} dx$$

Par conséquent la température de sortie et la température moyenne du fluide sont données respectivement par:

$$T_s = T_e + (T_p - T_e) \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{h_{cp-f} A}{\dot{m} C_p}\right) \right\} \quad (3.4)$$

$$\bar{T}_f = T_p + \frac{\dot{m} C_p}{h_{cp-f} A} (T_p - T_e) \left\{ \exp\left(-\frac{h_{cp-f} A}{\dot{m} C_p}\right) - 1 \right\} \quad (3.5)$$

3.4.2 Modèle détaillé:

Dans ce modèle on considère deux capacités thermiques, l'une localisée sur l'absorbeur et l'autre sur la couverture transparente, alors que l'inertie thermique du fluide caloporteur est toujours considérée comme négligeable.

Bilan thermique de l'absorbeur

Le bilan thermique de l'absorbeur en tenant compte de l'inertie thermique du vitrage s'écrit:

$$(\rho C_p \delta)_p \frac{dT_p}{dt} = P_p - (h_r + h_c)_{p-v} (T_p - T_v) - h_{cp-f} (T_p - \bar{T}_f) \quad (3.6)$$

Où h_{rp-v} est le coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre exprimé par la relation (1.11), et $h_{cp-v} = \frac{k}{\delta_{p-v}} \text{Nu}$ est le coefficient d'échange par convection naturelle dans la couche d'air entre l'absorbeur et la vitre, dont Nu peut être calculé avec la corrélation (1.5).

Bilan thermique de la vitre

Le vitrage reçoit de la puissance thermique de la part du soleil et également de la part de l'absorbeur, dont la fraction absorbée se divise en une puissance stockée et une puissance perdue thermiquement vers l'environnement ambiant:

$$(\rho C_p \delta)_v \frac{dT_v}{dt} = P_v + (h_r + h_c)_{p-v} (T_p - T_v) - h_{rv-c} (T_v - T_c) - h_w (T_v - T_a) \quad (3.7)$$

Où P_v représente la puissance du rayonnement solaire absorbée par la vitre donnée par la relation (1.21), et h_{rv-c} est le coefficient d'échange radiatif entre la vitre et la voûte céleste exprimé par la relation (1.12) en posant $T_1 = T_c$ et $T_2 = T_v$, avec T_c est donnée d'après Swinbank [34] par:

$$T_c = 0.0552 \times T_a^{1.5} \quad (3.8)$$

Bilan thermique du fluide caloporteur

Quant au fluide caloporteur, l'équation d'énergie et par conséquent les expressions de la température de sortie et la température moyenne sont identiques à celles du modèle simplifié.

3.5 Discrétisation:

Les systèmes équations différentielles non-linéaires précédents sont discrétisés avec la méthode de différences finies. A titre de démonstration, on va appliquer cette méthode sur le modèle détaillé, dont pour un schéma général (explicite, se-implicite ou implicite) le bilan thermique de l'absorbeur s'écrit:

$$\begin{aligned} (\rho C_p \delta)_p \frac{T_p^{(k+1)} - T_p^{(k)}}{\Delta t} &= f \left\{ P_p - (h_r + h_c)_{p-v} (T_p - T_v) - h_{cp-f} (T_p - \bar{T}_f) \right\}^{(k+1)} \\ &+ (1-f) \left\{ P_p - (h_r + h_c)_{p-v} (T_p - T_v) - h_{cp-f} (T_p - \bar{T}_f) \right\}^{(k)} \end{aligned}$$

Après réarrangement on obtient:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\rho C_p \delta}_p + f \left\{ (h_r + h_c)_{p-v} + h_{cp-f} \right\}^{(k+1)} \right) T_p^{(k+1)} &= f \left\{ P_p + (h_r + h_c)_{p-v} T_v + h_{cp-f} \bar{T}_f \right\}^{(k+1)} \\ &+ (1-f) \left\{ P_p - (h_r + h_c)_{p-v} (T_p - T_v) - h_{cp-f} (T_p - \bar{T}_f) \right\}^{(k)} + \frac{\rho C_p \delta}_p T_p^{(k)} \end{aligned} \quad (3.9)$$

De même, le bilan thermique de la vitre s'écrit:

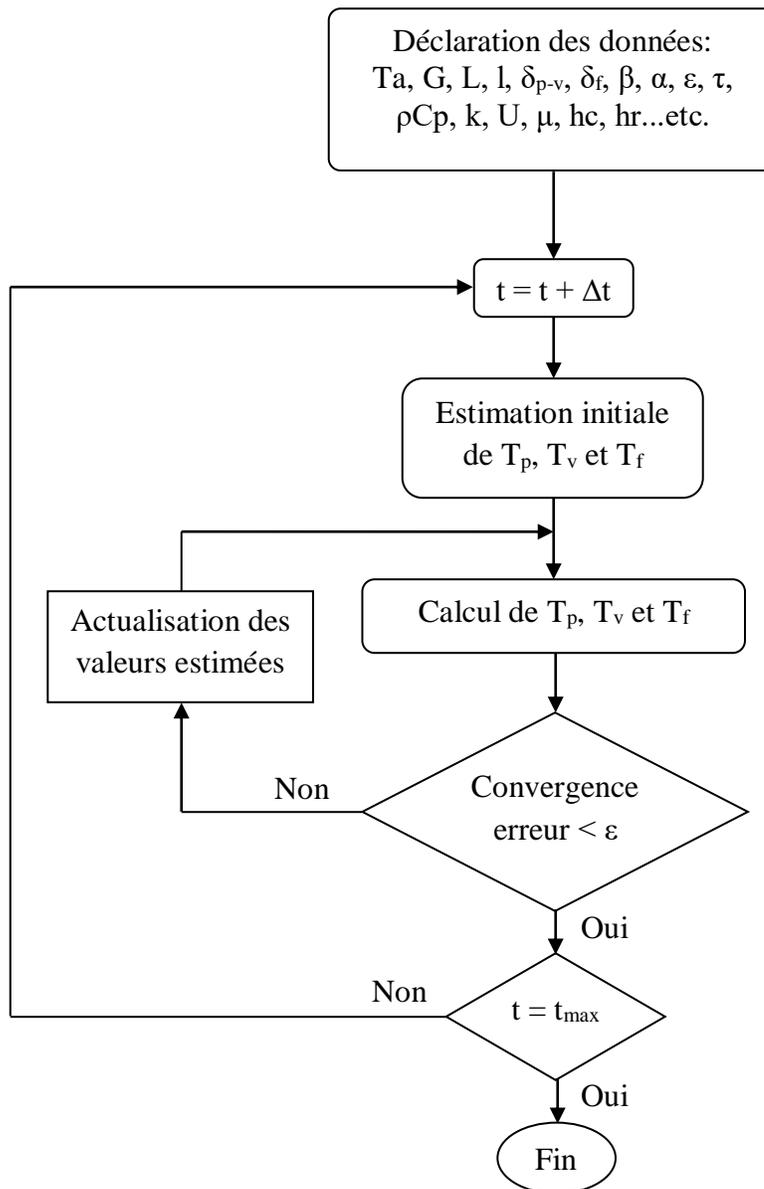
$$\begin{aligned} (\rho c_p \delta)_v \frac{T_v^{(k+1)} - T_v^{(k)}}{\Delta t} &= f \left\{ P_v + (h_r + h_c)_{p-v} (T_p - T_v) - h_{rv-c} (T_v - T_c) - h_w (T_v - T_a) \right\}^{(k+1)} \\ &+ (1-f) \left\{ P_v + (h_r + h_c)_{p-v} (T_p - T_v) - h_{rv-c} (T_v - T_c) - h_w (T_v - T_a) \right\}^{(k)} \end{aligned}$$

Après arrangement de cette équation on aura:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\rho c_p \delta}_v + f \left\{ (h_r + h_c)_{p-v} + h_{rv-c} + h_w \right\}^{(k+1)} \right) T_v^{(k+1)} &= f \left\{ P_v + (h_r + h_c)_{p-v} T_p + h_{rv-c} T_c + h_w T_a \right\}^{(k+1)} \\ &+ (1-f) \left\{ P_v + (h_r + h_c)_{p-v} (T_p - T_v) - h_{rv-c} (T_v - T_c) - h_w (T_v - T_a) \right\}^{(k)} + \frac{\rho c_p \delta}_v T_v^{(k)} \end{aligned} \quad (3.10)$$

3.6 Algorithme de résolution numérique :

Lorsqu'on choisit $f = 0.5$ ou $f = 1$ dans les équations (3.9) et (3.10), le système d'équations à résoudre devient non linéaire, et par conséquent l'emploi d'une procédure itérative est nécessaire. Les différentes étapes suivies dans cette procédure sont présentées dans l'organigramme ci-dessous.



Références

- [11] K. M. KELLAR, S. V. PATANKAR. Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins. *Journal of heat transfer* 109, 25-30 (1987).
- [14] J. A. DUFFIE, W. A. BECKMAN. *Solar Engineering of Thermal Processes*. 4^{eme} Edition, Wiley, New Jersey (2013).
- [30] I. TABET. *Étude, Réalisation et simulation d'un capteur solaire*. Thèse de doctorat, Université Mentouri de Constantine (2016).
- [31] J. BERNARD. *Génie énergétique : énergie solaire : calculs et optimisation*. Ellipses, Paris (2011).
- [32] F. CHABANE. *Modélisation des paramètres de la conversion thermique de l'énergie solaire*. Thèse de doctorat, Université de Biskra (2015).
- [33] H. P. GARG, G. DATTA. The top loss calculation for flat plate solar collectors. *Solar Energy* 32, 141–143 (1984).
- [34] G. BEGHI. *Performance of Solar Energy Converters: Thermal Collectors and Photovoltaic Cells*. D. Reidel Publishing Company, Boston (1983).

Chapitre 4

Résultats et commentaires

Chapitre 4

Résultats et commentaires

4.1 Introduction:

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats de la simulation numérique des deux modèles proposés dans le chapitre précédent pour différents paramètres et conditions de fonctionnement. Une comparaison entre les résultats issus de ces modèles et des résultats expérimentaux est également présentée.

4.2 Comparaison des deux modèles:

Chacun des deux modèles établis précédemment se compose d'un système d'équations de bilan thermique pour les éléments considérés du capteur solaire. La résolution numérique de ces équations est effectuée en utilisant la méthode des différences finies avec un schéma implicite ($F=1$). La géométrie du capteur et les propriétés thermo-physiques utilisées dans le calcul sont montrées dans le [Tableau 4.1](#).

Tableau 4.1 Paramètres d'entrée

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
ρ_{air}	1.2 (Kg/m ³)	C_{p_v}	840 (J/Kg.K)	β	45*pi/180
$C_{p_{\text{air}}}$	1003 (J/Kg.K)	α_p	0.9	δ_{p_v}	0.025 (m)
λ_{air}	0.025 (w/m.k)	ε_p	0.95	L	1.6 (m)
α_v	0.086	ρ_p	7800 (Kg/m ³)	l	0.8 (m)
ε_v	0.88	C_{p_p}	473 (J/Kg.K)	δ_f	0.04 (m)
τ_v	0.77	δ_p	0.001 (m)		
ρ_v	2700 (Kg/m ³)	δ_v	0.003 (m)		

4.2.1 Effet du débit massique par unité de surface:

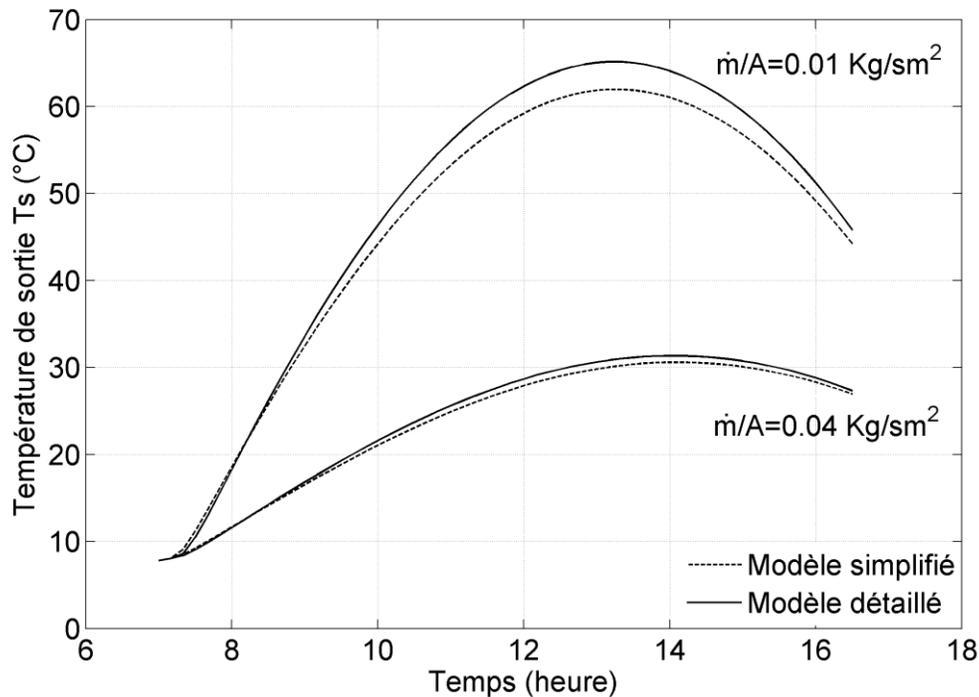


Figure 4.1 : Variation de la température de sortie en fonction du temps pour différents débits

La **figure 4.1** montre l'évolution au cours du temps de la température de l'air à la sortie du capteur obtenue à l'aide des deux modèles proposés pour deux débits massiques de 0.01 kg/sm^2 et 0.04 kg/sm^2 , dont la température à l'entrée du capteur est prise égale à la température ambiante. Cette évolution prend une forme croissante décroissante causée par l'évolution de l'éclairement solaire. Comme on s'y attendait, les deux modèles prévoient des températures plus élevées pour des débits plus faibles. On remarque que le modèle simplifié toujours prédit des températures inférieures à celles prédites par le modèle détaillé. On peut voir également que l'écart entre les températures issues des deux modèles augmente lorsque le débit diminue.

4.2.2 Effet du coefficient de convection dû au vent:

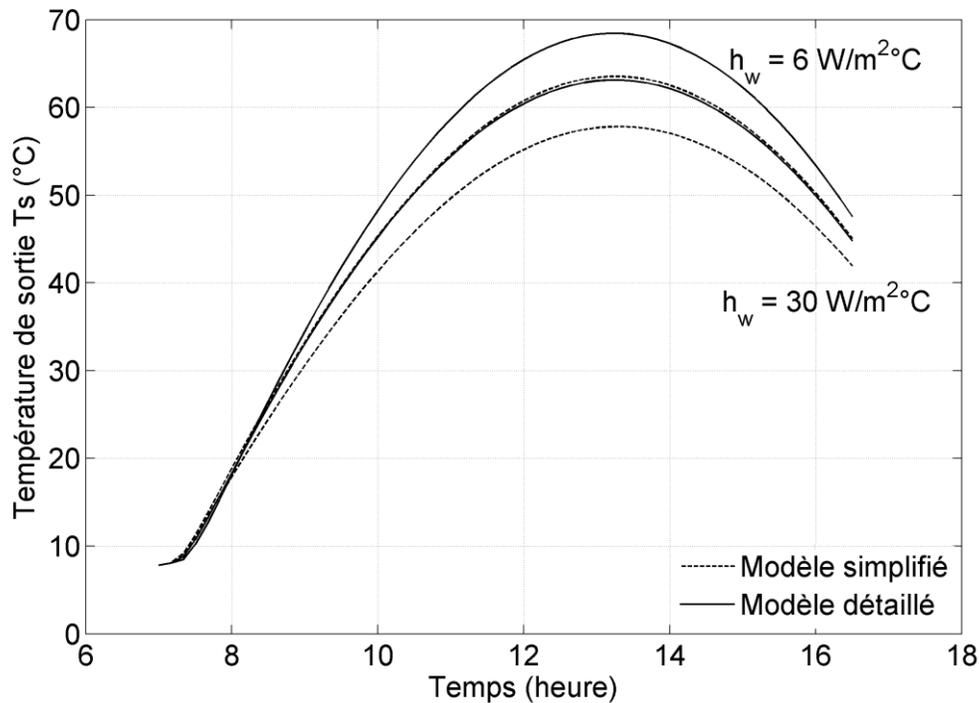


Figure 4.2 : Variation de la température de sortie en fonction du temps pour différents coefficient de convection dû au vent

La **figure 4.2** montre l'évolution au cours du temps de la température de l'air à la sortie du capteur obtenue à l'aide des deux modèles proposés pour deux valeurs du coefficient de convection (h_w) de $6 \text{ W/m}^2\text{K}$ et $30 \text{ W/m}^2\text{K}$. Lorsque le coefficient de convection augmente, l'énergie thermique perdue augmente également et par conséquent l'énergie thermique utile récupérée par le fluide caloporteur diminue ce qui entraîne une diminution de la température du fluide.

4.2.3 Effet de la hauteur du conduit d'écoulement:

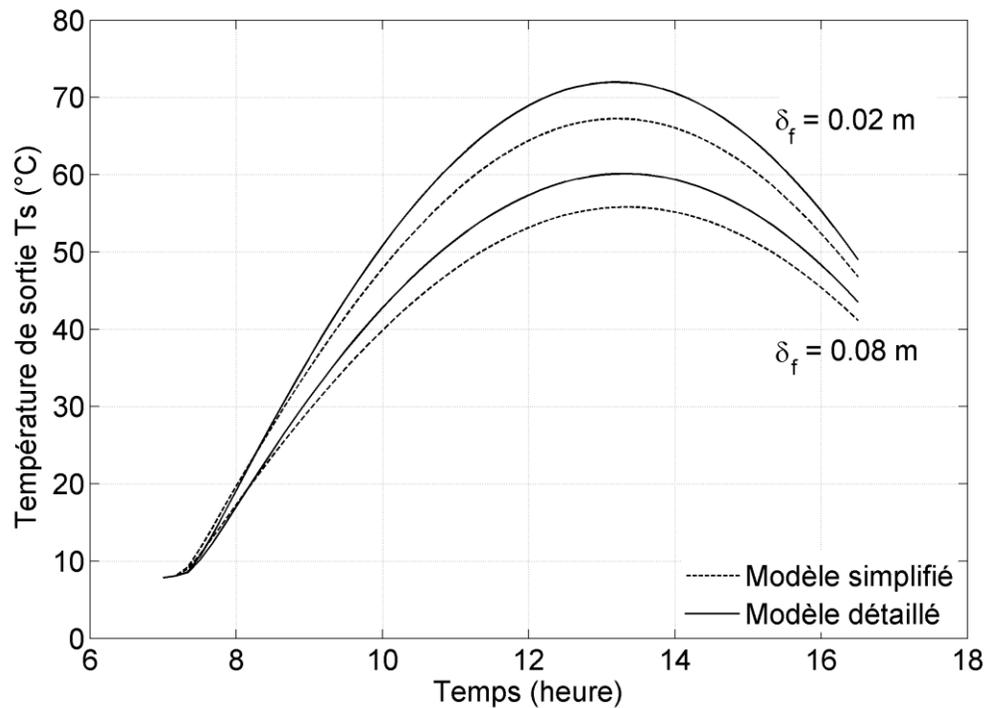


Figure 4.3 : Variation de la température de sortie en fonction du temps pour différentes hauteurs du conduit d'écoulement

La **figure 4.3** montre l'évolution au cours du temps de la température de l'air à la sortie du capteur obtenue à l'aide des deux modèles proposés pour deux valeurs de la hauteur de passage du fluide caloporteur de 0.02 m et 0.08 m. Lorsque cette dernière augmente avec un débit constant, le nombre de Reynolds diminue, diminuant ainsi le coefficient d'échange convectif et la température du fluide.

4.2.4 Effet des propriétés thermo-physiques de l'absorbeur:

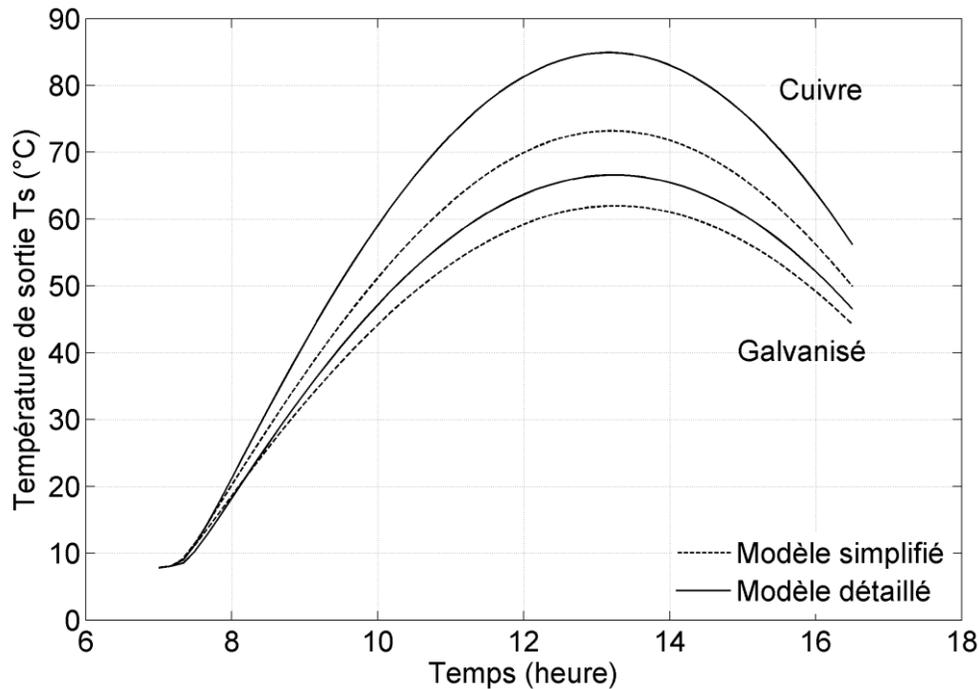


Figure 4.4 : Variation de la température de sortie en fonction du temps pour différents absorbeurs

La **figure 4.4** montre l'influence du choix de matériaux de l'absorbeur sur la température de sortie de l'air. La comparaison se fait entre un absorbeur fabriqué en acier galvanisé caractérisé par ($\alpha_p = 0.9$, $\epsilon_p = 0.95$, $\lambda_p = 45$ w/m.k, $\rho_p = 7800$ Kg/m³, $C_{pp} = 473$ J/Kg.K) et un absorbeur fabriqué en cuivre caractérisée par ($\alpha_p = 0.88$, $\epsilon_p = 0.15$, $\lambda_p = 384$ w/m.k, $\rho_p = 8900$ Kg/m³, $C_{pp} = 398$ J/Kg.K). On remarque un écart de température de sortie entre les deux modèle plus important dans le cas d'un absorbeur de cuivre allant jusqu'à 12°C; alors que pour l'absorbeur en acier galvaniser, l'écart maximal entre les deux modèles est de 5°C. On remarque aussi que l'absorbeur en cuivre donne des températures plus élevées, cela est due à la valeur réduite de l'émissivité (ϵ_p) du cuivre.

4.2.5 Effet des propriétés thermo-physiques de la vitre:

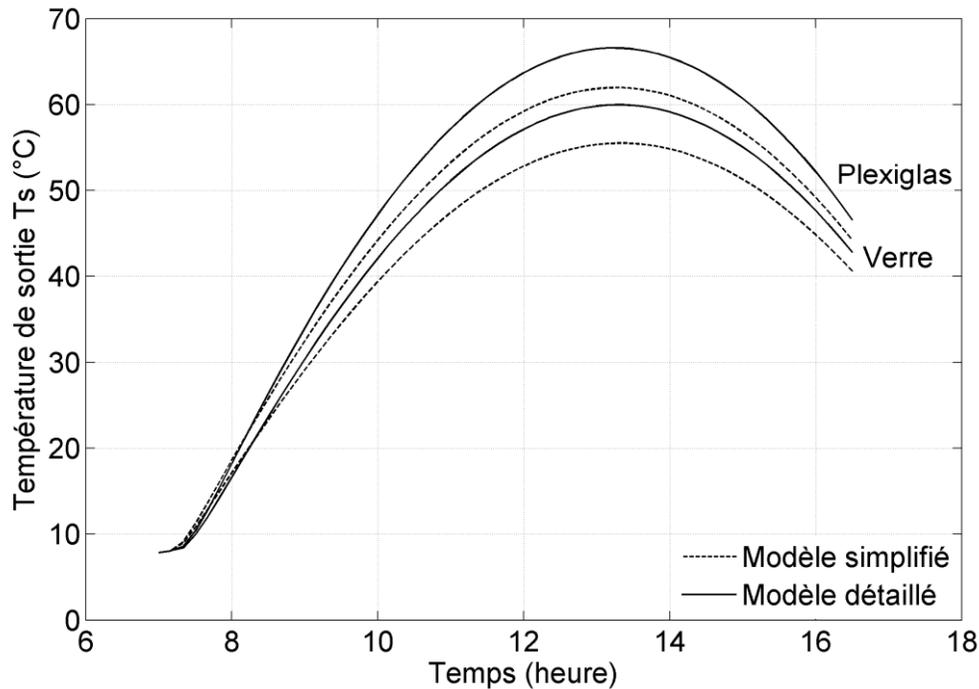


Figure 4.5 : Variation de la température de sortie en fonction du temps pour différents vitrages

La **figure 4.5** montre l'influence du choix de matériaux de vitrage sur la température de sortie de l'air. La comparaison se fait entre une vitre en verre caractérisée par ($\alpha_v = 0.086$, $\varepsilon_v = 0.88$, $\lambda_v = 0.93$ w/m.k, $\rho_v = 2700$ Kg/m³, $C_{p_v} = 840$ J/Kg.K, $\tau_v = 0.77$) et une vitre en plexiglas caractérisée par ($\alpha_v = 0.05$, $\varepsilon_v = 0.86$, $\lambda_v = 0.2$ w/m.k, $\rho_v = 1200$ Kg/m³, $C_{p_v} = 1460$ J/Kg.K, $\tau_v = 0.92$). On remarque que l'écart de température de sortie entre les deux modèles est quasiment identique pour les deux matériaux allant jusqu'à 4°C. D'après cette figure, le plexiglas donne la température de sortie la plus élevée car il transmet à l'absorbeur une fraction du rayonnement solaire incident plus importante que celle transmise par le verre.

4.3 Comparaison avec l'expérimentale:

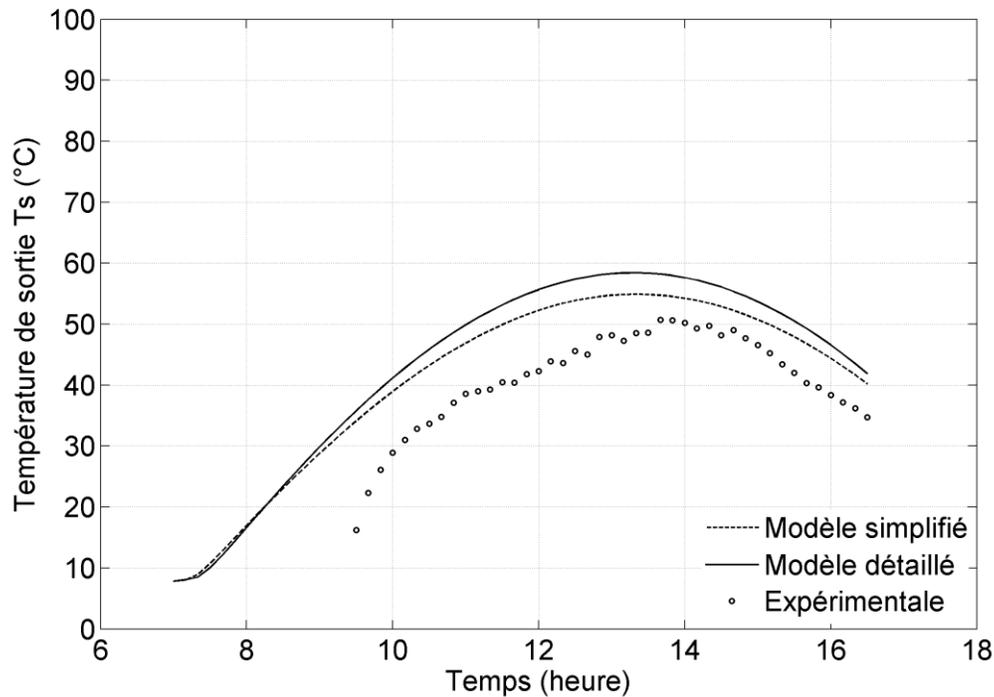


Figure 4.6 : Variation de la température de sortie en fonction du temps théorique (en lignes) expérimentale (en cercles)

La **figure 4.6** présente une comparaison entre les deux modèles théoriques proposés d'une part et les résultats expérimentaux pour les mêmes paramètres donnés dans le **Tableau 4.1**. D'après la figure, les modèles théoriques, simplifié et détaillé, donnent des températures atteignent jusqu'à 56°C et 59°C respectivement, qui sont un peu plus élevées par rapport à la valeur expérimentale de 51°C . Dans l'ensemble, il est claire que le modèle simplifié est plus proche à l'expérience car il ne contient pas beaucoup de paramètres caractérisant le capteur solaire, telles que les propriétés thermo-physiques de la vitre (à l'exception le l'émissivité ϵ_v), qui contribuent probablement à l'erreur produite par le modèle détaillé. L'écart de température de sortie peut être attribué à plusieurs raisons, à savoir, l'expérience commence à 9^h30, mais les modèles fournissent les résultats dès le lever du soleil; les valeurs des propriétés thermo-physiques utilisées dans les modèles ne sont pas forcément exactes puisque nous ne disposons pas des désignations correctes des matériaux.

Conclusion générale

Conclusion générale

Notre étude a pour objectif la simulation du comportement thermique transitoire d'un capteur solaire plan à air en utilisant deux modèles mathématiques (détaillé et simplifié). Les résultats de la simulation sont supposés nous aider à déterminer lequel des deux modèles donne la meilleure prédiction de la température de l'air à la sortie du capteur solaire après les avoir comparés aux résultats expérimentaux.

En premier lieu, nous avons fait une présentation succincte d'un état de l'art sur l'énergie et les capteurs solaires; après nous avons abordé une synthèse bibliographique des études menées sur le même sujet que celui de ce mémoire. En deuxième lieu, nous avons passé à la formulation mathématique des modèles régissant le transfert de chaleur dans le capteur solaire plan à air; puis à la résolution numérique de ces modèles en utilisant la méthode de différences finies avec le schéma implicite, dont un code informatique a été développé sous MatLab pour effectuer les calculs.

Finalement, cette étude a aboutie aux conclusions suivantes:

1- Le modèle détaillé donne toujours des prédictions plus élevées de la température de sortie de l'air par rapport à celles données par le modèle simplifié, dont un écart maximal d'environ 12 °C entre les deux modèles est observé dans le cas d'un absorbeur en cuivre;

2- Le modèle simplifié montre un meilleur accord avec les résultats expérimentaux en comparaison avec le modèle détaillé;

3- Pour les conditions et les données considérées dans cette étude et en supposant que les propriétés optiques et thermo-physiques estimées de l'absorbeur et du vitrage soient correctes, le modèle simplifié semble être le plus fiable.

Résumé

Le soleil fournit à la Terre d'énormes quantités d'énergie pouvant être exploitées dans de nombreuses applications, notamment la conversion du rayonnement solaire en chaleur à l'aide des capteurs solaires plan à air, dont de nombreuses études ont été menées pour améliorer ses performances et son efficacité. Dans cette étude, nous proposons deux modèles mathématiques unidirectionnels (l'un est simple, l'autre est relativement détaillé) décrivant le transfert de chaleur au sein de ces capteurs solaires afin de simuler leur comportement thermique sous un rayonnement solaire variable en fonction du temps. Nous avons effectué également des tests numériques afin d'étudier l'effet de certains paramètres tels que le débit d'air, le coefficient de convection dû au vent, les dimensions du capteur solaire, et les propriétés thermo-physiques de l'absorbeur et du vitrage. Un test expérimental a été mené pendant une journée pour consolider les résultats théoriques obtenus précédemment et aussi pour déduire lequel des deux modèles proposés est le plus fiable.

Mots clés : énergie solaire ; capteur solaire plan à air ; régime instationnaire ; modélisation ; simulation.

Summary

The sun provides the Earth with enormous amounts of energy that can be exploited in many applications, in particular the conversion of solar radiation into heat using flat-plate solar air heaters, where many studies have been conducted to improve their performance and effectiveness. In this study, we propose two unidirectional mathematical models (one is simple, the other is relatively detailed) describing the heat transfer in these solar collectors in order to simulate their thermal behavior under unsteady solar radiation. We also carried out computational tests in order to study the effect of some parameters such as the air flow rate, the wind convection coefficient, the dimensions of the solar collector, and the thermo-physical properties of the absorber plate and the transparent cover. A day-long experiment was carried out to consolidate the theoretical results obtained previously and also to deduce which of the two proposed models is the most reliable one.

Key words: solar energy; flat-plate solar air heater; unsteady regime; modeling; simulation.

ملخص

تمنح الشمس للأرض كميات هائلة من الطاقة التي يمكن استغلالها في العديد من التطبيقات, أحد أبسط هذه التطبيقات وأكثرها رواجاً هو تحويل الإشعاع الشمسي إلى حرارة باستعمال اللواقط الشمسية المسطحة للهواء؛ حيث أنجزت العديد من الدراسات من أجل تحسين أداءها و كفاءتها. في هذه الدراسة اقترحنا نموذجين رياضيين أحاديي البعد (أحدهما بسيط و الآخر مفصل نسبياً) يعبران عن التحويل الحراري في هاته اللواقط الشمسية و ذلك لإجراء محاكاة لسلوكها الحراري تحت اشعاع شمسي متغير في الزمن؛ كما قمنا بإجراء بعض الاختبارات عليهما من أجل دراسة تأثير بعض المعطيات كالتدفق, معامل النقل الحراري بسبب الرياح, أبعاد اللاقط الشمسي, الخصائص الحرارية الفيزيائية لكل من الماص و الغطاء الشفاف. كما تم القيام بإجراء تجربة لمدة يوم لتدعيم النتائج النظرية المتحصل عليها سابقاً و كذلك لاستنتاج أي النموذجين المقترحين هو الأكثر موثوقية.

كلمات مفتاحية : الطاقة الشمسية؛ اللاقط الشمسي الهوائي المسطح؛ نظام متغير بدلالة الزمن؛ النمذجة؛ المحاكاة.