

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY

جامعة باجي مختار عنابة

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULE

**Simulation du transfert thermique dans la lame d'air
d'un capteur solaire plan à l'aide du logiciel Fluent**

FILIERE : MASTER

SPECIALITE : ENERGETIQUE

PRESENTE PAR : HEMISSI SAFA

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Pr. BOUMARAF LATRA

DEVANT LE JURY

PRESIDENT: Pr. MZAD.H

UBM-ANNABA

**EXAMINATEURS : Mr.KADRLS
Dr.DJEMILIA**

**UBM- ANNABA
UBM- ANNABA**

Année : 2017/2018

Dédicace

A mes parents :

Aucun mot si sacré soit il ne suffira à apprécier à sa juste valeur, le soutien matériel et spirituel, les sacrifices que vous ne m'avez cessés de déployer.

Je dédie ce mémoire à Ma Mère, qui m'a encouragé toute le parcours et qui m'adonné tous on amour pour reprendre mes études

A mes frères : NOUR EDDINE ET SALAH EDDINE

A mes sœurs : RABAB ET CHAIMA

Une spéciale dédicace à une personne qui a été très paternaliste, frère et homme avec moi : LOTFI

Remerciements

Tout d'abord, nous tenons remercier Dieu,
De nous avoir donné la santé, la volonté et la patience pour mener à terme
notre formation de licence et pouvoir réaliser ce travail de recherche.

Nous tenons à adresser nos sincères remerciements et le plus grand respect à
notre encadreur **Mme Boumaraf Latra**. Pour sa compréhension, sa
disponibilité, de savoir-faire, ses conseils judicieux, la confiance qu'il nous a
témoigné tout au long de ce travail et toute l'aide qu'elle nous a rapporté.

Nous tenons à gratifier aussi les membres de jury pour
L'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre
travail.

J'adresse aussi nos remerciements à **Mr. Khadri** chef de département de Génie
Mécanique et à tous les enseignants de la filière de l'Energétique.

Mes Profonds remerciements, à **Mr. Mekahlia.A** le doctorant qui m'a aidé de
ses précieux conseils expérience et suggestions, tout au long de travail.

Nous remercions toute la famille, toutes les amies pour leurs
encouragements.

En fin, Nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la
mise en œuvre de ce travail

Table des matières

Dédicace.....	i
Remerciement.....	ii
Table des matières.....	iii
Liste des figures.....	vi
Liste des tableaux.....	viii
Nomenclature.....	ix
Introduction générale.....	1

Chapitre I : étude d'un capteur solaire plan

I.1 Introduction.....	3
I.2 Les différents composants d'un capteur solaire plan.....	4
I.2.1 L'absorbeur.....	4
I.2.2 La couverture transparente.....	7
I.2.3 L'isolant.....	8
I.2.4 Le fluide caloporteur.....	9
I.2.5 Le coffre.....	10
I.3 Fonctionnement d'un capteur solaire plan.....	11
I.4 Bilan thermique et énergétique d'un capteur solaire plan.....	12
I.5 Conclusion.....	14

Chapitre II : Analyse bibliographique

II.1 Transferts thermiques dans les capteurs solaires.....	15
II.1.1 La conduction.....	15
II.1.2 La convection.....	17
II.1.2.1 pertes thermiques convectif vers l'avant de capteur.....	18
II.1.3 Le rayonnement.....	20
II.1.3.1 pertes thermiques radiatif vers l'avant de capteur.....	21
II.1.4 pertes thermiques vers l'arrière de capteur.....	23
II.1.5 Perte thermiques globales.....	23

II.2 La problématique de l'étude.....	24
II.3 revue bibliographique.....	24
II.4 Conclusion.....	26

Chapitre III : Modélisation du transfert thermique du la lame d'air absorbeur-vitre

III.1 Introduction.....	27
III.2 Configuration du modèle.....	27
III.3 Les équations du modèle.....	28
III.3.1 Equation de continuité.....	28
III.3.2 Equations de Navier-stokes.....	28
III.3.3 Equation de l'énergie.....	30
III.3.4 les variables adimensionnelles.....	32
III.4 Etapes de résolution d'un problème par la méthode CFD.....	33
III.4.1 Définition de la CFD.....	33
III.4.2 Les étapes de simulation numérique.....	34
III.4.2.1 Préprocesseur.....	35
III.4.2.2 Résolution ou simulation.....	37
III.4.2.3 Post-traitement.....	38
III.4.3 Présentation des logiciels Fluent et Gambit.....	38
III.4.3.1 Choix des paramètres de FLUENT.....	40
III.5 Conclusion.....	42

Chapitre IV : Simulation numérique à l'aide du logiciel FLUENT.

IV.1 Introduction.....	43
IV.2 Calcul des températures moyennes de l'absorbeur et ambiante de la journée du 27 avril 2012.....	43
IV.3 Présentation du système étudié.....	45
IV. 4 Conditions aux limites du problème.....	46
IV.5 Les propriétés thermophysiques des composants du capteur.....	46
IV.6 Maillage.....	47
IV.7 L'indépendance du maillage.....	47
IV.8 Résultats de la simulation.....	48

IV.8.1 Profils des lignes de courant et des isothermes obtenues.....	48
IV.8.2 Grandeurs caractéristiques du transfert thermique dans la lame d'air.....	56
Iv.8.3Influence de l'épaisseur e sur le coefficient d'échange h de la lame d'air.....	57
IV.8.4 Influence de l'épaisseur e sur le nombre de Nusselt.....	57
IV.9 Discussion des résultats.....	58
IV.10 Conclusion.....	59
Conclusion générale.....	60
Référence bibliographique	

Liste des figures :

Figure	Titre de figure	Page
Figure I.1	Capteur solaire thermique	3
Figure I.2	Défrent composants d'un capteur solaire plan	4
Figure I.3	Peinture noire sur absorbeur	5
Figure I.4	Diverses formes d'absorbeurs	6
Figure I.5	Principaux types de réseaux de tuyauteries dans l'absorbeur	6
Figure I.6	Principe de fonctionnement du capteur solaire plan	11
Figure I.7	Bilan thermique d'un capteur solaire	12
Figure II.1	Différents échanges thermiques dans un capteur plan	15
Figure III.1	Configuration du modèle	27
Figure III.2	Les étapes de la simulation numérique	35
Figure III.3	Création d'un maillage	36
Figure III.4	a. Maillage structuré b. Maillage non structuré	37
Figure III.5	Menu principal de Gambit	39
Figure III.6	Logiciels Fluent et Gambit	39
Figure III.7	Etapes de résolution suivies par Gambit et Fluent	42
Figure IV.1	Schéma de l'emplacement des thermocouples dans le capteur	43
Figure IV.2	Evolution de la température dans l'absorbeur pour la journée du 27 avril	44
Figure IV.3	Evolution de la température ambiante de la journée du 27 avril	44
Figure IV.4	Présentation du système étudié	45
Figure IV.5	Maillage de la lame d'air avec FLUENT et le mailleur Gambit 2.4	47
Figure IV.6	Évolutions de la température de l'absorbeur dans des différentes grilles pour une section droite dans la lame d'air à la moitié de la cavité	48
Figure IV.7	Contour des températures pour épaisseur de lame d'air $e=5\text{mm}$	49
Figure IV.8	Contour des lignes de courant pour épaisseur de lame d'air $e=5\text{mm}$	49
Figure IV.9	Contour des températures pour épaisseur de lame d'air $e=10\text{mm}$	50
Figure IV.10	Contour des lignes de courant pour épaisseur de lame d'air $e=10\text{mm}$	50
Figure IV.11	Contour des températures pour épaisseur de lame d'air $e=15\text{mm}$	51

Figure IV.12	Contour des lignes de courant pour épaisseur de lame d'air $e=15\text{mm}$	51
Figure IV.13	Contour des températures pour épaisseur de lame d'air $e=20\text{mm}$	52
Figure IV.14	Contour des lignes de courant pour épaisseur de lame d'air $e=20\text{mm}$	52
Figure IV.15	Contour des températures pour épaisseur de lame d'air $e=24\text{mm}$	53
Figure IV.16	Contour des lignes de courant pour épaisseur de lame d'air $e=24\text{mm}$	53
Figure IV.17	Contour des températures pour épaisseur de lame d'air $e=25\text{mm}$	54
Figure IV.18	Contour des lignes de courant pour épaisseur de lame d'air $e=25\text{mm}$	54
Figure IV.19	Contour des températures pour épaisseur de lame d'air $e=30\text{mm}$	55
Figure IV.20	Contour des lignes de courant pour épaisseur de lame d'air $e=30\text{mm}$	55
Figure IV.21	Evaluation de coefficient d'échange h en fonction de l'épaisseur	57
Figure IV.22	Evaluation de nombre du Nusselt en fonction de l'épaisseur	57

Liste des tableaux

Tableau	Titre du tableau	Page
Tableau I.1	Différents traitements de surface	5
Tableau II.1	Corrélations pour la convection externe sur la vitre	18
Tableau II.2	Différentes corrélations pour le calcul du nombre de Nusselt dans les lames d'air	20
Tableau II.3	corrélations qui donnant la température du ciel	22
Tableau IV.1	Paramètres thermophysique des composants du capteur	46
Tableau IV.2	Indépendance de maillage	48
Tableau IV.3	Variables caractéristiques du transfert thermique dans la lame d'air en fonction de l'épaisseur e	56

Nomenclature

Symboles latins	désignations	unités
a	Diffusivité thermique du fluide	[m ² /s]
C_{eau}	Capacité calorifique d'eau	[J/kg.K]
C_f	Capacité calorifique spécifique du fluide caloporteur	[J/kg.K]
C_p	Capacité thermique massique à pression constante	[J/kg.K]
\bar{D}	Tenseur des taux de déformation	-
e	épaisseur	[m]
G	éclairage solaire	[W/m ²]
G_r	Nombre de Grashof	-
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
h	Coefficient d'échange de chaleur	[W/m ² K]
h_p	Coefficient de pertes thermiques	-
I_d	Tenseur identité	-
L	Longueur	[m]
M	Masse	[kg]
m	Débit massique du fluide caloporteur	[kg/s]
N_u	Nombre de Nuselt	-
P_{ab}	Puissance absorbée	[W]
P_p	Puissance perdue	[W]
P_r	Nombre de Prandtl	-
P_{st}	Puissance stockée	[W]
P_u	Puissance utile	[W]
P_v	Puissance rayonnée par le soleil et absorbée par la vitre	[W]
q	Densité de flux de chaleur	[W/m ²]
R	Résistance thermique	[°C/W]
Ra	Nombre de Rayleigh	-
S	Surface	[m ²]
T	Température	[K]
t	Temps	[s]
U	Energie interne massique	[J/kg]
u,v	Vitesses selon x,y	[m/s]

W	Vitesse de vent	[m/s]
x,y	Coordonnées cartésiennes	[m]

Symboles grecs	désignations	unités
α	Coefficient d'absorption	-
β	Coefficient de dilatation à pression constante.	-
τ	Coefficient de transmission	-
$\bar{\tau}$	Tenseur des contraintes de viscosité du fluide	[Pa]
μ	Viscosité dynamique du fluide	[kg/m.s]
ν	Viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
ε	Coefficient d'émission	-
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
η	Rendement du capteur	-
γ	Angle d'inclination	°
σ	Constante de Stefan-Boltzmann évaluée à $5,6.10^{-8}$	[W/m ² .K ⁴]
λ	Conductivité thermique	[W/m.K]
ΔT	Différence de température	[K]
φ	Flux de chaleur	[W]

Indices et exposants	désignations
a	Ambiant
arr	Arrière
av	Avant
ab	Absorbeur
C	Ciel
c	Convection
cd	Conduction
e	Extérieur
f	Fluide
fs	Fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur
fe	Fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur
i	Isolant
ie	Face extérieure de l'isolant
ii	Face intérieure de l'isolant
il	Isolant latéral
l	latéral

m	Moyenne
p	Paroi solide
r	Rayonnement
v	Vent
v	Vitre
ve	Face extérieure de la vitre
vi	Face intérieure de la vitre

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 de temps humain. L'énergie renouvelable, non polluante, contribue à l'amélioration de la gestion des ressources locales et à la génération des emplois. Parmi ces énergies on trouve l'énergie solaire très répandue dans le monde.

Grâce à divers procédés, l'énergie solaire peut être transformée en une autre forme d'énergie utile pour l'activité humaine, notamment en chaleur, en électricité ou en biomasse.

Fondamentalement, toutes les formes des énergies du monde sont d'origine solaire, le pétrole, le charbon, le gaz naturel et le bois ont été à l'origine produites par des processus photosynthétiques. Le soleil peut être classé comme une source d'énergie très importante.

L'énergie solaire permet de réduire la « dépendance énergétique » d'un pays et d'éviter les atteintes à l'environnement occasionnées par les sources d'énergie conventionnelles. Les techniques pour en tirer profit de l'énergie solaire ont été grandement améliorées, aujourd'hui il y a plusieurs millions de m² de capteurs et de systèmes solaires installés dans le monde utilisant les technologies les plus récentes.

Ainsi l'énergie solaire peut être transformée en chaleur à basse température, par des capteurs plans usant conjointement l'absorption par une surface sélective et l'effet de serre créé par un vitrage et servant habituellement à la production d'eau ou d'air chaud. Pour les applications nécessitant de hautes températures, des capteurs à concentration sont utilisés.

Aussi l'énergie solaire peut être transformée en électricité par conversion photovoltaïque, de même elle peut servir à la distillation d'eau de mer et au séchage de différents produits, elle peut également être utilisée pour la climatisation en générant des températures froides à partir de la chaleur du soleil par cycle à absorption.

Dans ce sens, plusieurs travaux ont été consacrés à l'étude des capteurs solaires plans et ayant surtout pour but l'amélioration de leur rendement thermique qui est la performance la plus

significative. Le rendement thermique d'un capteur varie avec la géométrie du capteur, l'ensoleillement et les conditions extérieures, etc...

L'objectif de ce travail est l'étude du transfert thermique dans la lame d'air absorbeur-vitre chauffée par le bas dans un capteur solaire plan. Plus particulièrement, on s'intéresse à l'influence de l'épaisseur de cette lame d'air sur les pertes convectives à la face avant du capteur et par conséquent sur le rendement thermique de ce dernier.

Notre mémoire est scindé en quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la présentation des capteurs solaires thermiques, pour cela, une description générale de leurs principes de fonctionnement et une présentation de leurs différents composants ont été données. Par ailleurs, le bilan thermique de ces capteurs a aussi été établi.

Le deuxième chapitre est consacré à la compréhension des mécanismes du transfert thermique dans la lame d'air d'un capteur solaire plan et à la présentation d'une bibliographie succincte et récente sur le sujet

Dans le troisième chapitre, Les équations fondamentales du modèle mathématique de transfert thermique convectif dans la lame d'air sont établies. Le logiciel CFD Fluent est aussi présenté dans ce chapitre.

Le quatrième chapitre est consacré à la résolution numérique des équations du modèle et à la présentation des résultats de la simulation à l'aide du logiciel Fluent.

Enfin nous terminons ce travail par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

chapitre I

I.1 Introduction

Le capteur solaire plan est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie transportée par les radiations solaires, la convertir en énergie calorifique et la transmettre à un fluide caloporteur, il combine deux principes physiques : les effets de serre et du corps noir. La chaleur produite par les capteurs peut ensuite être utilisée pour [1] :

- Chauffer les locaux et fournir l'eau chaude sanitaire.
- Activer la croissance des végétaux.
- Sécher les grains et les fourrages
- Faire fonctionner des moteurs thermiques
- Alimenter des machines de réfrigération.

Les capteurs plans peuvent assurer des températures variant de 30°C à 150°C et ne nécessitent ni concentration du rayonnement incident, ni un suivi du soleil [1].



Figure I.1 Capteur solaire thermique

I.2 les différents composants d'un capteur solaire:

Le capteur solaire plan se compose essentiellement des éléments suivants (figure I.2) :

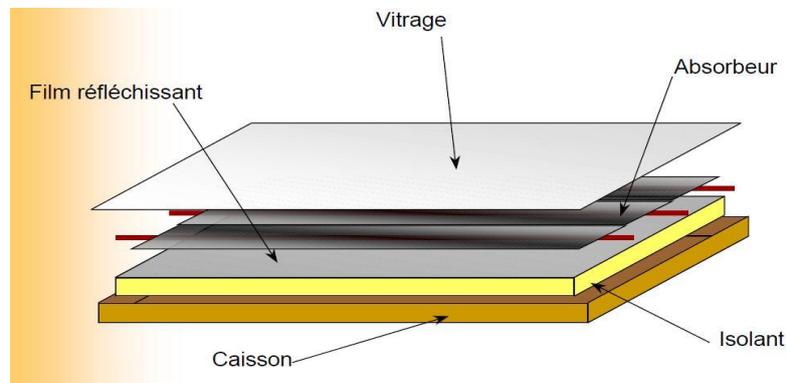


Figure I.2 Différents composants d'un capteur solaire plan

I.2.1 L'absorbeur

Deux fonctions incombent à l'absorbeur [2]:

1. absorber la plus grande partie du rayonnement solaire possible
2. transmettre la chaleur produite vers le fluide caloporteur avec un minimum de pertes.

Le rôle de l'absorbeur est de capter au maximum le rayonnement et d'en réémettre le moins possible. Ces types de surfaces absorbant au maximum et réémettant au minimum ont été nommées surfaces « sélectives ».

La sélectivité de l'absorbeur est très importante; elle est améliorée au moyen de traitements de surface qui ajoutent au support des caractéristiques telles que le rayonnement solaire est très bien absorbé et que le rayonnement infrarouge émis (dû à l'échauffement) est limité.

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)

Etude d'un capteur solaire plan

Les différents revêtements possibles :

- a. **la peinture noire:** la peinture mate noire du commerce permet d'obtenir un coefficient d'absorption α compris entre 0,9 et 0,95. Mais le degré d'émission ε lui est très élevé (0,85) [3].

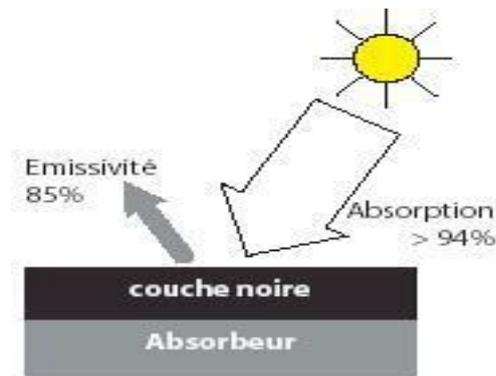


Figure I.3 Peinture noire sur absorbeur [4]

- b. **Oxyde de chrome:** le revêtement en "black chrome" (couleur noire) est composé d'oxyde de chrome déposé sur une sous-couche de nickel, le tout formant une couche extrêmement fine sur un support métallique son coefficient d'absorption α est de 0,95 et son coefficient d'émission ε de 0,12 à 0,18.
- c. **traitement sous vide :** ce revêtement sélectif a été mis au point en 1995 et est facilement reconnaissable de par sa couleur bleu marine, ce procédé consiste à déposer différents métaux (titane, ...) sur la surface absorbante en présence du vide. Le coefficient d'absorption α obtenu est supérieur à 0,95 et le coefficient d'émission ε , inférieur à 0,05.

revêtement	Absorption : α	Emission : ε
Peinture noire	0.9 - 0.95	> 0.85
Black chrome	0.95	0.12 - 0.18
Traitement sous vide	> 0.95	< 0.05

Tableau I.1 différents traitements de surface [5]

Etude d'un capteur solaire plan

Par ailleurs, la forme de l'absorbeur influence également le rendement du capteur. Ainsi la figure I.4 montre les formes les plus utilisées dans les capteurs solaires commercialisés.

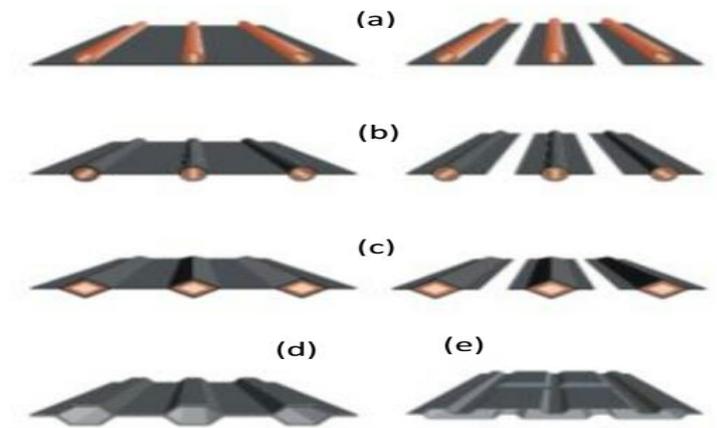


Figure I.4 Diverses formes d'absorbeurs (d'après DGS Solar Antalgen [6])

a) les absorbeurs à plaques ou ailettes de cuivre et tuyauteries de cuivre soudées (les plus utilisés)

b) les absorbeurs à plaques ou ailettes de cuivre et tuyauteries enchâssées

c) les absorbeurs à plaques ou ailettes d'aluminium et tuyauteries de cuivre

d) les absorbeurs à plaques d'aluminium profilées soudées

e) les absorbeurs à plaques d'acier inoxydable profilées soudées

On distingue également les absorbeurs par les différentes formes de réseau de tuyauterie auxquels ils sont liés (figure I.5)

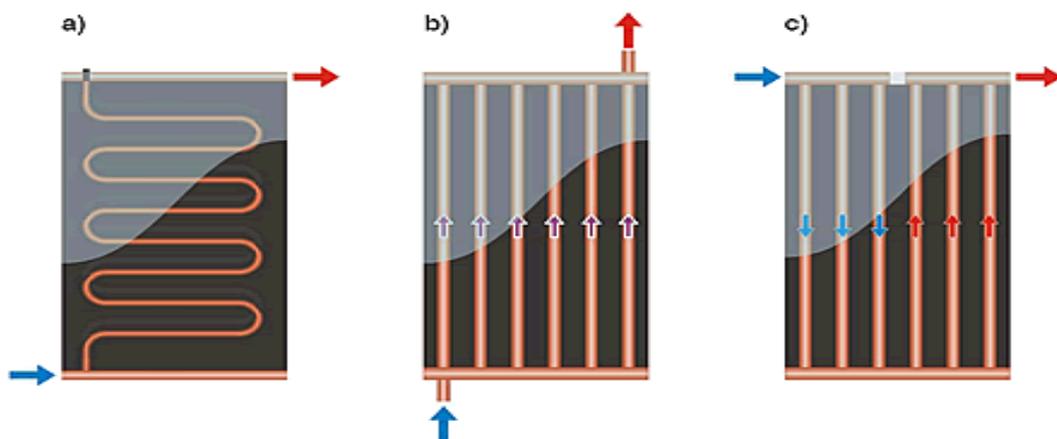


Figure I.5 Principaux types de réseaux de tuyauteries dans l'absorbeur (d'après DGS Solar Antalgen [6])

- a) les absorbeurs à conduites en serpentin
- b) les absorbeurs à conduites parallèles unidirectionnelles
- c) les absorbeurs à conduites parallèles.

I.2.2 La 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 [7].

Un tel dispositif représente donc un véritable piège au rayonnement solaire, qui peut être amélioré en munissant le capteur d'une double couverture.

Comme couvertures transparentes utilisées dans la conception des capteurs solaire plans, on distingue :

- **Le verre**

La propriété physique intéressante du verre est qu'il permet de laisser passer le rayonnement solaire et d'arrêter le rayonnement infrarouge d'un émetteur tel que celui de l'absorbeur. La chaleur est donc bloquée entre l'absorbeur et la couverture : c'est l'effet de serre.

La couverture doit présenter une bonne résistance aux chocs, aux brusques variations de températures ainsi qu'aux températures élevées.

Une appellation « verre solaire » existe et fait l'objet d'exigences toutes particulières :

- le verre doit être trempé pour résister sans risques aux charges thermiques et mécaniques.
- il doit présenter un haut degré de transmission solaire caractérisé par une faible teneur en fer.
- il doit être doté d'une surface structurée permettant de réduire les reflets directs.

La qualité du verre est caractérisée par son rendement optique ou taux de transmission ξ qui dépend de la nature et de l'épaisseur du vitrage ainsi que de l'angle d'incidence i et de la nature du rayonnement (direct ou diffus) (valeur habituelle de ξ : 0,91).

- **Les polycarbonates :**

sont des dérivés de matières plastique à double et à triple lame très fine, reliées entre elles par une multitude de parois pour former des cavités alvéolaires, ces dernières réduisent le mouvement de l'air incarcéré dans cet espace, et permettent de minimiser les pertes thermiques par convection vers l'avant. Leur coefficient de transmission au rayonnement solaire, est de l'ordre de 83% sous une incidence normale à l'état neuf, qui diminue légèrement avec le temps (79% au bout de cinq ans). Il faut noter que l'effet de serre est nettement meilleur avec des couvertures transparentes en verre et en particulier avec des plaques alvéolaires à double paroi. Les polycarbonates, en comparaison avec des couvertures en verre, présentent l'avantage d'avoir une bonne résistance aux chocs thermomécaniques.

I.2.3 L'isolant :

Limiter les pertes de transmission vers l'extérieur est primordial pour optimiser les performances du capteur [8].

Nombreux sont les produits isolants qui peuvent convenir pour l'isolation des capteurs, mais il faut veiller à la tenue de la température, car une coupure de circulation du fluide caloporteur peut faire monter la température intérieure du capteur à plus de 150°C.

Les isolants généralement utilisés sont la laine de verre et les mousses polyuréthanes. 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, commercialisée sous de nombreuses formes : en plaques, en rouleaux et enrobée dans du plâtre. La vermiculite connue aussi sous le nom de mica, qui se présente sous forme de granulés très légers.

Etude d'un capteur solaire plan

❖ Isolants d'origine végétale

- ✓ le bois bien sec, ses qualités isolantes peuvent être améliorées, s'il est utilisé sous forme de fibres agglomérées
- ✓ la sciure de bois, qui a deux inconvénients: son inflammabilité et sa conductivité qui ont tendance à augmenter avec la chaleur, ce qui la rend inadéquate pour la calorifugation.

❖ Isolants organiques

- ✓ les matières plastiques, sont de mauvaises conductrices de la chaleur. Leurs propriétés isolantes peuvent être améliorées en insufflant un gaz durant l'étape de solidification, ce qui leur donne la consistance d'une mousse, telle que les mousses phénoliques sa conductivité est ($\lambda = 0,44 \text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$) et la mousse de chlorure de polyvinyle ($\lambda = 0,033 \text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$).

La mousse de polyuréthane existe sous deux aspects :

- haute densité ($d = 0,6$) suffisamment rigide pour servir à la fabrication des caissons de capteurs, tout en constituant un bon isolant.
 - Basse densité ($d = 0,03$) qui est plus fragile, mais meilleure, pour l'isolation .Il convient de recouvrir ce type de matériau d'un isolant plus résistant à la chaleur si la température dépasse la valeur de 90°C .
- ✓ Le polystyrène est très léger, fragile, de couleur blanche, utilisé généralement pour l'emballage. Ses propriétés isolantes sont légèrement moins bonnes que le polyuréthane, mais il est nettement moins cher et il se sublime.

I.2.4 Le fluide caloporteur :

Le fluide caloporteur est utilisé dans le circuit primaire du capteur solaire et il a pour rôle de véhiculer la chaleur cédée par l'absorbeur, différents fluides peuvent être utilisés mais le fluide caloporteur doit satisfaire à certaines conditions :

1. Grande capacité calorifique.
2. Faible viscosité.
3. Coefficient de transfert thermique élevé.
4. Haut point d'ébullition et bas point de congélation.

Etude d'un capteur solaire plan

5. Degré d'agressivité faible pour les matériaux constituant le capteur.

Les fluides caloporteurs les plus utilisés sont :

* l'air

L'air comme agent de transport de calories a un grand avantage par son abondance et sa gratuité, est par l'absence de 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

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 haute température posent des problèmes.

La naissance des couches de tartre dans les canalisations au fil du temps diminue la quantité de chaleur échangée.

* les gyltherms

Des liquides organiques à base de polyphényles hydrogénés ou d'hydrocarbures linéaires traités pour ne pas présenter les mêmes défauts que l'eau, leur chaleur massique est de 0,5 kcal/kg K.

Ces hydrocarbures se détériorent en présence de traces d'eau ou d'air et de combustibles à haute température.

I.2.5 Le coffre

Le coffre fabriqué couramment en aluminium ou en bois, enferme l'absorbeur et l'isolation thermique du capteur, les protégeant ainsi contre l'humidité et les détériorations mécaniques.

I.3 Fonctionnement d'un capteur solaire plan

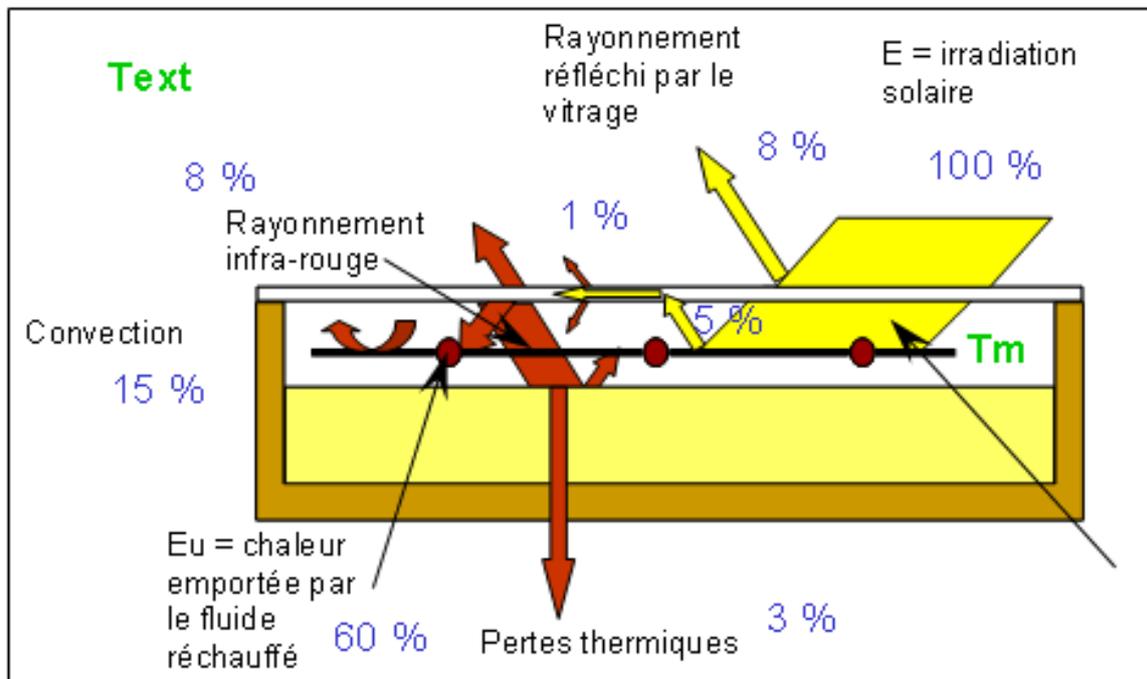


Figure I.6 Principe de fonctionnement du capteur solaire plan

Le principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan est très simple (figure I.6) [9]:

Le rayonnement solaire traverse la vitre et arrive sur l'absorbeur muni d'une surface sélective où il est converti en chaleur à sa surface. Le fluide caloporteur qui circule dans l'absorbeur conduit la chaleur captée vers un échangeur de chaleur, à partir duquel elle est transmise au consommateur.

Le vitrage est transparent pour le rayonnement visible et le proche I.R mais opaque pour le rayonnement I.R lointain émis par l'absorbeur, ainsi, la couverture transparente crée un effet de serre.

L'isolation thermique en dessous et autour du capteur diminue les déperditions thermiques et augmente ainsi son rendement.

I.4 Bilan thermique et énergétique d'un capteur solaire

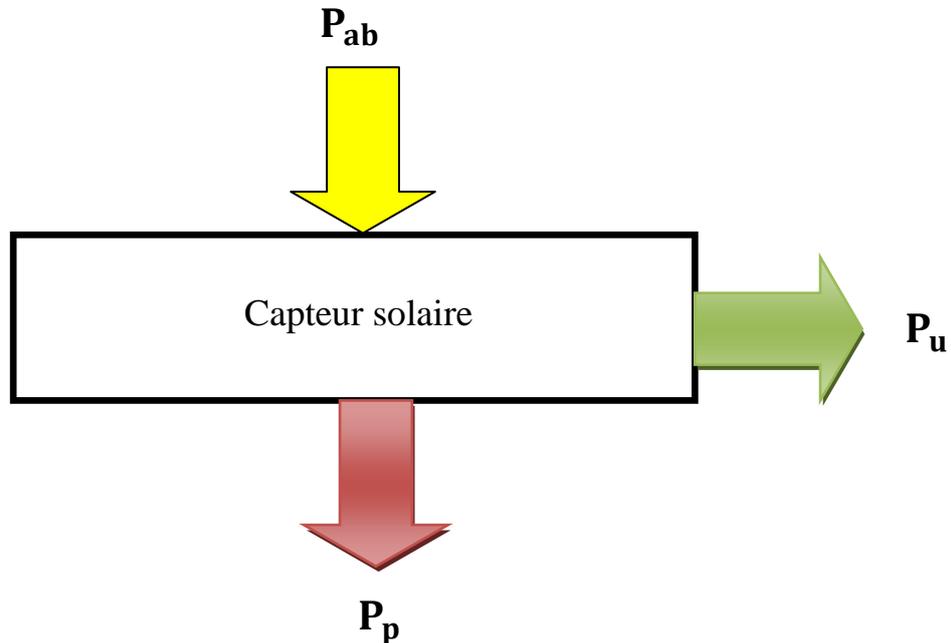


Figure I.7 Bilan thermique d'un capteur solaire

Le bilan thermique d'un capteur exprime que la puissance absorbée P_{ab} est répartie entre la puissance utile P_u , la puissance perdue P_p , et la puissance stockée P_{st} , ainsi on peut écrire:

$$P_{ab} = P_u + P_p + P_{st} \quad \text{I.1}$$

La puissance absorbée P_{ab} par le capteur s'écrit :

$$P_{ab} = \tau \alpha G S \quad \text{I.2}$$

Où :

τ : coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire.

α : coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire

G : éclairement solaire incident sur le capteur [W/m^2]

S : Surface de la paroi absorbante [m^2]

Si le fluide caloporteur rentre dans le capteur avec un débit massique \dot{m} à une température d'entrée T_{fe} , et sort à une température T_{fs} , la puissance utile P_u sera donnée par :

Etude d'un capteur solaire plan

$$P_u = \dot{m} C_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad \text{I.3}$$

Où :

\dot{m} : Débit massique du fluide caloporteur [kg/s]

C_f : La capacité calorifique spécifique du fluide caloporteur [J/kg.K]

T_{fs} : Température de fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur [K]

T_{fe} : Température de fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur [K]

Si l'on considère que le capteur est à une température moyenne $T_{\text{moy ab}}$, et que l'environnement est à une température T_a , alors la puissance perdue P_p du capteur est mise sous la forme :

$$P_p = h_p (T_{\text{moy ab}} - T_a) S \quad \text{I.4}$$

Où :

h_p : Le coefficient global de pertes thermiques du capteur [W/m²K]

$T_{\text{moy ab}}$: Température moyenne de la paroi absorbante [K]

T_a : Température de l'air ambiante [K]

S : surface de la paroi absorbante [m²]

La puissance stockée dans le capteur s'écrit :

$$P_{st} = M_{\text{eau}} \cdot C_{\text{eau}} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{I.5}$$

Où :

M_{eau} : Masse d'eau du capteur [kg].

C_{eau} : Capacité calorifique d'eau [J/kg.K]

T : Température moyenne du capteur [K]

t : Temps [S]

La puissance P_v rayonnée par le soleil et absorbée par la vitre :

$$P_v = \alpha_v \cdot G \cdot S_v \quad \text{I.6}$$

Etude d'un capteur solaire plan

Où :

α_v : Le coefficient d'absorption par la vitre

G : l'éclairement solaire [W/m^2]

S_v : La surface de la vitre [m^2]

Les rendements d'un capteur η sont définis par rapport la puissance incidente de la manière suivante :

✓ Le rendement global :

$$\eta = \frac{P_u}{S \cdot G} \quad \text{I.7}$$

✓ Le rendement interne :

$$\eta_i = \frac{P_u}{P_{ab}} \quad \text{I.8}$$

✓ Le rendement optique :

$$\eta_o = \frac{P_{ab}}{S \cdot G} \quad \text{I.9}$$

Où :

P_u : La puissance utile [W]

P_{ab} : La puissance absorbée [W]

G : éclairement solaire incident sur le capteur [W/m^2]

I.5 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à introduire le contexte de notre travail qui se ramène aux capteurs solaires plans. Une description générale de ces derniers, qui est représentée par leurs principes de fonctionnement et leurs différents composants a été donnée. Par ailleurs, le bilan thermique de ces capteurs a aussi été présenté.

chapitre II

II.1 Transfert thermique dans les capteurs solaires

Les capteurs solaires ont un bilan énergétique qui fait intervenir des pertes par rayonnement, convection et conduction. La connaissance de ces phénomènes est donc nécessaire pour établir, prévoir ou améliorer le bilan thermique.

Les applications de mise en forme et l'amélioration des qualités d'un capteur solaire, nécessitent la prédiction des pertes thermiques au sein de ce dernier, la détermination des pertes tient compte à son tour des différents échanges thermiques existants (Figure II.1).

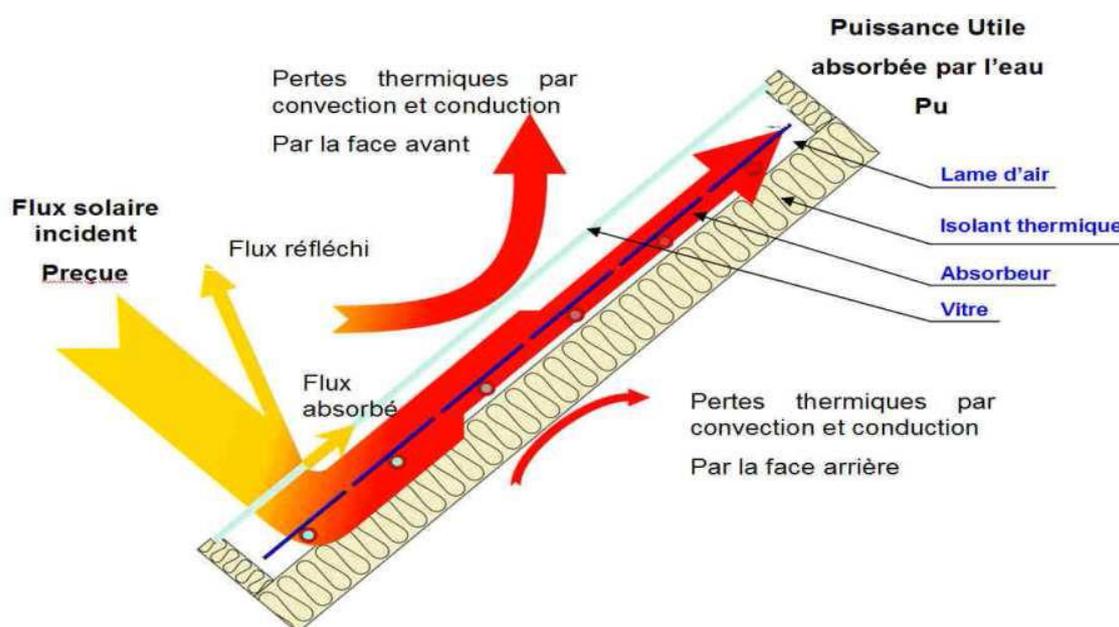


Figure II.1 Différents échanges thermiques dans un capteur plan

II.1.1 La conduction

La conduction est le mode de transfert de chaleur caractérisé par la propagation de l'énergie thermique dans un milieu matériel sans déplacement de la matière [10].

La loi correspondant à ce processus de diffusion thermique est la loi de Fourier donnée par la relation [10]:

$$\varphi_{cd} = -\lambda \cdot S \cdot \text{grad } T$$

II. 1

Analyse bibliographique

Où :

Φ_{cd} : Flux de chaleur par conduction [W]

λ : Conductivité thermique [W/m.⁰C]

S : Surface d'échange [m²]

Dans le capteur plan les échanges par conduction existent principalement entre :

- Les faces supérieures et inférieure de la vitre λ_v
- Les faces supérieures et inférieure de l'isolant λ_i
- L'absorbeur et l'isolant λ_{abi}

Le flux de chaleur par conduction entre l'absorbeur et l'isolant est donné par [11]:

$$\Phi_{cdabi} = \frac{T_{ab} - T_{ii}}{R_1} + \frac{T_{ab} - T_{il}}{R_2} \quad \text{II. 2}$$

Où :

Φ_{cdabi} : Flux de chaleur par conduction entre l'absorbeur et l'isolant [W]

T_{ab} : Température de l'absorbeur [K]

T_{ii} : Température de la face intérieure de l'isolant [K]

T_{il} : Température de l'isolant latéral [K]

R : Résistance thermique [⁰C/W]

R_1 et R_2 sont exprimés par :

$$R_1 = \frac{e_{ab}}{S_{abi} \times \lambda_{ab}} + \frac{e_i}{S_{abi} \times \lambda_i} \quad \text{II. 3}$$

$$R_2 = \frac{e_{ab}}{S_{abil} \times \lambda_{ab}} + \frac{e_{il}}{S_{abil} \times \lambda_{il}} \quad \text{II. 4}$$

Où :

e_{ab} : Épaisseur de l'absorbeur [m]

e_i : Épaisseur de l'isolant horizontal [m]

e_{il} : Épaisseur de l'isolant latéral [m]

Analyse bibliographique

$S_{ab\ il}$: Surface de contact entre l'absorbeur et l'isolant latéral [m^2]

$S_{ab\ i}$: Surface de contact entre l'absorbeur et l'isolant horizontal [m^2]

λ_i : Conductivité thermique de l'isolant horizontal [$W/m \cdot ^\circ C$]

λ_{ab} : Conductivité thermique de l'absorbeur [$W/m \cdot ^\circ C$]

λ_{il} : Conductivité thermique de l'isolant latéral [$W/m \cdot ^\circ C$]

Généralement, les pertes thermiques conductives sont négligées par rapport à celles convectives et radiatives plus importantes.

II.1.2 La convection

La convection est un transport d'énergie dû à des mouvements macroscopiques [12]. On distingue deux types de convection :

- **La convection forcée** : le mouvement du milieu est engendré par un dispositif externe (le vent, une pompe, un ventilateur...etc.).
- **La convection naturelle** : le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par des variations de température au sein du fluide, tel est le cas de la thermo circulation.

Le transfert thermique convectif est régi par la loi de Newton [12]:

$$\varphi_c = h \cdot S \cdot (T_p - T_f) \quad \text{II. 5}$$

Où :

φ_c : Le flux de chaleur par convection [W]

h : Coefficient de convection [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

S : Surface de la paroi solide en contact avec le fluide [m^2]

T_p : Température de la paroi solide [K]

T_f : Température du fluide [K]

Dans un capteur plan l'échange par convection s'effectue entre :

- La vitre et l'ambiance, par convection libre ou forcée par le vent.
- Entre l'isolant et l'ambiance par convection libre ou forcée par le vent.

II.1.2.1 Les Pertes thermiques convectifs vers l'avant du capteur

Ces pertes peuvent être scindées en deux parties :

a. Pertes entre la vitre et l'extérieur

Aux échanges par convection naturelle, on peut ajouter des échanges par convection forcée, pour la prise en compte du vent dans le cas du transfert convectif externe. Les corrélations utilisées pour quantifier les échanges par convection externe sur la vitre sont très nombreuses, le tableau II.1 nous donne un aperçu sur certaines de ces corrélations.

Auteurs	Equation	validité
McAdams [13]	$h_{cve} = 5.7 + (3.8 \times W)$	
Ursula Eikerb [14]	$h_{cve} = 4.214 + (3.575 \times W)$	
Lloyd et Moran (1974) (pour les capteurs horizontaux)	$Nu = 0.76 \times Ra^{0.25}$ $Nu = 0.15 \times Ra^{0.6}$	$10^4 < Ra < 10^7$ $10^7 < Ra < 10^{10}$
MacAdams (pour les capteurs verticaux)[13]	$Nu = 0.59 \times Ra^{\frac{1}{4}}$ $Nu = 0.59 \times Ra^{\frac{1}{3}}$	$10^4 < Ra < 10^9$ $10^9 < Ra < 10^{12}$
Watmuff (1977) [15]	$h_{cve} = 2.8 + (3.0 \times W)$	
Sparrow 1979 [16]et[17]	$Nu = \frac{0.86 \rho \cdot C_p \cdot W}{Re^{0.5} Pr^{0.66}}$	$2 \cdot 10^4 < Re$ $< 9 \cdot 10^4$ $4.5 < W < 24m/s$
Incorpera [18] Convection forcée	$Nu = 0.66 Re^{0.5} Pr^{0.6}$	Régime laminaire
Incorpera [18] Convection naturelle	$Nu = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra^{0.16}}{\left(1 + \frac{0.492 Pr^{\frac{9}{16}}}{Pr} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2$	Pour tous les Ra
Incorpera [18] Convection mixte	$Nu = \sqrt[3]{Nu_{forcée}^3 + Nu_{naturelle}^3}$	

Analyse bibliographique

Tableau II.1 Corrélations pour la convection externe sur la vitre

La corrélation qui a été largement utilisée dans les capteurs solaires c'est celle suggérée par Jurges (1924) pour une surface verticale de 0.5x0.5 m et référencée par Macadams 1954 [13] et Duffie & Beckman [19] et d'autres, elle est de la forme :

$$h_{cve} = 5.7 + (3.8 \times W) \quad \text{II.6}$$

Où :

h_{cve} : Coefficients de convection entre la vitre et le vent [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

W : vitesse du vent [m/s]

Le nombre de Nusselt (Nu) est donné par :

$$Nu = \frac{h_{cve} \times L_C}{\lambda_a} \quad \text{II.7}$$

Où :

h_{cve} : Coefficient d'échange entre la vitre et l'extérieur (l'air ambiant)

L_C : Longueur caractéristique [m]

Ra : Nombre de Rayleigh.

λ_a : Conductivité thermique de l'air [$W/m \cdot ^\circ C$]

Selon Duffie [19] l'équation (II.6) n'est pas adaptée pour de longueurs de plaque supérieures à 0.5 m malgré cela elle est souvent appliquée à des capteurs solaires plans de plus de 0.5 m, en raison de l'absence d'une équation fiable.

Watmuff et al [15], ont suggéré que probablement dans cette relation (II.6) l'effet du rayonnement est inclus, pour cette raison ils ont proposé l'expression suivante, qui a également été utilisée pour les capteurs solaires :

$$h_{cve} = 2.8 + (3.0 \times W) \quad \text{II.8}$$

C'est cette corrélation qui sera utilisée dans cette étude.

b. Pertes entre l'absorbeur et la vitre

Parmi ces corrélations, celle de Hollands et al [20], est largement utilisée. Elle traite la convection naturelle pour une lame d'air dans une cavité inclinée, chauffée par le bas. C'est le cas que nous allons étudier. Cette corrélation est valable pour $1708 \leq Ra \cos \gamma \leq 5.10^4$ et $15^\circ \leq \gamma \leq 60^\circ$.

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\gamma)^{1.6}}{Ra \cos \gamma} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \gamma} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \gamma}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad \text{II.9}$$

D'autres corrélations sont données dans le tableau II.2

Auteur	Equation	γ
<i>Hollands and al</i> (1976) [20]	$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\gamma)^{1.6}}{Ra \cos \gamma} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \gamma} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \gamma}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]$	$0^\circ < \gamma < 75^\circ$
<i>Shewen et al</i> (1996) [21]	$Nu = \left[1 + \left(1 + \frac{0.0665 \times Ra^{0.333}}{1 + \left(\frac{9600}{Ra} \right)^{0.25}} \right)^2 \right]^{0.5}$	
<i>Randall</i> [22]	$Nu = 0.118 [Ra \cos^2(\gamma - 45)]^{0.29}$ $2.8 \times 10^3 < Ra \cos \gamma < 2.2 \times 10^5$	

Tableau II.2 Différentes corrélations pour le calcul du nombre de Nusselt dans les lames d'air

II.1.3 Le rayonnement

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

La loi fondamentale du rayonnement est celle de *Stefan-Boltzmann* [23]:

$$\varphi_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

II. 10

Où :

φ_r : Flux de chaleur émis par le corps [W]

ε : Émissivité thermique du matériau.

σ : Constante de Stefan-Boltzmann évaluée à $5,6 \cdot 10^{-8}$ [W/m².K⁴]

T : température absolue du corps [K]

Dans un capteur solaire plan le transfert par rayonnement s'effectue entre :

- La vitre et le ciel.
- La vitre et la plaque chauffante.
- L'isolant et le sol.

II.1.3.1 Les Pertes thermiques radiatives vers l'avant du capteur

a. Pertes radiatives entre la vitre et l'absorbeur

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur est donné par la relation (II.11) après avoir établi les hypothèses adéquates et les simplifications mathématiques nécessaires :

$$h_{\text{rab v}} = \frac{\sigma(T_{\text{ab}} + T_{\text{vi}})(T_{\text{ab}}^2 + T_{\text{vi}}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{ab}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{v}}} - 1} \quad \text{II. 11}$$

Où :

$h_{\text{rab v}}$: Coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la plaque de l'absorbeur et la vitre [W/m².°C]

T_{vi} : Température de la face intérieure de la vitre [K]

ε_{v} : Émissivité de la vitre.

ε_{ab} : Émissivité de l'absorbeur.

b. Pertes radiatives entre la vitre et l'extérieur

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre La vitre et le ciel est donné en fonction de la température du ciel et de la face extérieure de la vitre.

Auteur	Equation
EN 1946[24]	$T_C = T_a$ (C'est cette condition qui sera utilisée dans cette étude)
<i>Swinbank</i> 1963 [25] et [19]	$T_C = 0.0522(T_a)^{1.5}$ $T_C = 0.037536 (T_a)^{1.5} + 0.32 T_a$
<i>Ursula Eiker</i> [14]	$T_C = T_a \times \left(0.8 + \frac{T_r - 273}{250} \right)^{0.25}$
[26]	$T_C = T_a - 12$ $T_C = T_a - 6$

Tableau II.3 corrélations qui donnant la température du ciel

T_r : Température réduite, $T_r = \frac{T_a}{T_0}$

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la vitre et l'extérieur est donné par :

$$h_{rve} = \sigma \cdot \epsilon_v \cdot (T_{ve} + T_C) \cdot (T_{ve}^2 + T_C^2) \cdot \frac{(T_{ve} - T_C)}{(T_{ve} - T_a)} \quad \text{II. 12}$$

Où :

h_{rve} : Coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la vitre et le ciel
[W/m².°C]

T_{ve} : Température de la face extérieure de la vitre [K]

ϵ_v : Émissivité de la vitre.

T_C : Température de ciel

T_a : Température de l'ambient

II.1.4 Les Pertes thermiques vers l'arrière du capteur

Les pertes arrière sont peu importantes devant les pertes avant. En effet, le capteur étant généralement bien isolé à l'arrière. L'expression permettant d'évaluer le coefficient de pertes vers l'arrière est donnée par :

$$h_{P\text{ arr}} = \frac{\lambda_i}{e_i} \quad \text{II. 13}$$

Où :

$h_{P\text{ arr}}$: Coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur

λ_i : Conductivité thermique de l'isolant [W/m.K]

e_i : Épaisseur de l'isolant [m]

A ces pertes peuvent se rajouter les pertes thermiques latérales mais qui restent relativement faibles par rapport à celles des pertes arrières vu que la surface latérale est peu importante.

$$h_{P\text{ l}} = \frac{\lambda_i}{e_i} \cdot \frac{S_l}{S_c} \quad \text{II. 14}$$

Où :

$h_{P\text{ l}}$: Coefficient de pertes thermiques latérales

S_l : La surface de la paroi latérale [m²]

S_c : La surface du capteur [m²]

II.1.5 Pertes thermiques globales

Le coefficient des pertes thermiques globales vers l'extérieur $h_{P\text{ t}}$ est la somme des trois coefficients déterminés ci-dessus :

$$h_{P\text{ t}} = h_{P\text{ av}} + h_{P\text{ arr}} + h_{P\text{ l}} \quad \text{II. 15}$$

Analyse bibliographique

Où :

h_{pt} : Coefficient de pertes thermiques globales

h_{pav} : Coefficient de pertes thermiques vers l'avant

h_{parr} : Coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur

h_{pl} : Coefficient de pertes thermiques latérales

Le coefficient global des pertes avant h_{pav} sera alors donné par :

$$h_{pav} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cve} + h_{rve}} + \frac{1}{h_{cabv} + h_{rabv}}} \quad \text{II. 16}$$

Où :

h_{cve} : Coefficient d'échange convectif entre la vitre et l'extérieur [W/m^2K]

h_{rve} : Coefficient d'échange radiatif entre la vitre et l'extérieur [W/m^2K]

h_{cabv} : Coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et la vitre [W/m^2K]

h_{rabv} : Coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre [W/m^2K]

II.2 La problématique de l'étude :

Dans ce mémoire, nous allons nous intéresser à l'évaluation des pertes thermiques avant et ce dans le but d'optimiser les échanges thermiques dans un capteur solaire plan et par suite améliorer son rendement thermique, Pour des raisons de complexité mathématique, seules les pertes convectives seront prises en compte. Plus spécialement l'étude sera focalisée autour de l'influence de l'épaisseur de la lame d'air emprisonnée entre l'absorbeur et la vitre sur les pertes convectives avant.

II.3 Revue bibliographique

Cette partie est consacrée à la revue des principales investigations effectuées par le passé sur la convection naturelle dans les lames d'air et qui sont en relation directe avec notre étude.

Le transfert de chaleur par convection naturelle dans les lames d'air chauffées par des sources thermiques a été étudié par beaucoup de chercheurs, dû à ses larges domaines d'application.

Parmi ces travaux on peut citer :

Analyse bibliographique

SAMY M. ELSHERBINY [27], s'est intéressé au transfert de chaleur et a établi des corrélations du nombre de Nusselt, celles-ci dépendent de l'angle d'inclinaison et sont valides pour une certaine gamme du nombre de Rayleigh ($10^2 < Ra < 2.10^6$). Elles sont valables pour un allongement de la lame égale à 20 m et pour un angle d'inclinaison variant de 120° à 180° .

$$\text{Pour } \gamma=180^0 \quad Nu = [1 + (0.212 Ra^{0.136})^{11}]^{1/11}$$

$$\text{Pour } \gamma=120^0 \quad Nu = [1 + (0.0566 Ra^{0.332})^{4.76}]^{1/4.761}$$

$$\text{Pour } 120^0 < \gamma < 180^0 \quad Nu = Nu(180^\circ) + \frac{180-\gamma}{60} [Nu(120) - Nu(180)]$$

F.Z. Ferahta, S. Bougoul, M. Médale et C. Abid [28], ont fait une étude numérique pour évaluer les performances thermiques d'un capteur solaire. Comme il est bien connu, que les pertes thermiques de tels systèmes sont principalement de nature convective, cette étude s'est concentrée notamment sur les caractéristiques de la convection naturelle dans la lame d'air entre la vitre et l'absorbeur du capteur solaire. Cette étude de la convection thermique tridimensionnelle a été réalisée par analyse CFD à l'aide du logiciel Fluent. Différentes simulations réalisées ont montré l'importance de certains paramètres pour obtenir à une bonne convergence des résultats. Ces derniers ont montré que l'efficacité d'un tel système dépend essentiellement à la fois de la différence de température et de la distance entre l'absorbeur et la vitre. L'augmentation de l'épaisseur conduit au développement d'une certaine forme d'écoulement. Cette situation affecte le transfert de chaleur et ils ont observé une intensification importante de ce dernier et donc une augmentation des pertes thermiques à l'avant du capteur solaire.

K. G. T. Hollands, T. E. Unny, G. D. Raithby et L. Konicek [20], Ont cherché à déterminer le nombre de Rayleigh critique pour les couches fluides horizontales, verticales et inclinées. Ils ont trouvé que le nombre de Rayleigh critique dans le cas horizontal est (à 1% près) égal à la valeur critique de Rayleigh-Bénard (1708) dans une cavité à extension infinie. Dans le cas de la cavité inclinée et pour des angles d'inclinaison avec l'horizontale variant de 15° à 85° , ils ont trouvé que le transfert de chaleur décroît de façon monotone avec l'accroissement de l'angle d'inclinaison

Ding Yun, Yang Qing, Gao Meng Li et Cui Yong Liang [29], ont appliqué Fluent pour prédire la perte de chaleur par convection dans la cavité d'air entre l'absorbeur et la vitre du

capteur solaire plan. Les résultats ont été obtenus par des simulations 2D et 3D. Les modèles numériques bidimensionnels sont généralement peu performants pour prédire les résultats du transfert de chaleur à $\gamma < 70^\circ$ en raison de la nature tridimensionnelle intrinsèque du flux, la modélisation tridimensionnelle est appliquée et permet de prédire correctement les quantités moyennes de transfert de chaleur. Les résultats de la simulation numérique tridimensionnelle ont été comparés à ceux de la littérature, et ils donnent des accords fiables. L'espacement optimal de la couche d'air du capteur solaire plan a été simulé avec un modèle tridimensionnel et le résultat obtenu est d'environ 50 mm à l'inclinaison de 0° , 30° et 45° et 20 mm dans le cas perpendiculaire.

T Basak, S. Roy et A.R. Balakrishnan [30], ont étudié numériquement l'effet des conditions aux limites thermiques sur la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée. La paroi horizontale inférieure est soumise à une température uniforme ou non uniforme. Plusieurs nombre de Rayleigh et de Prandtl ont été étudiés par rapport aux conditions aux limites de type Dirichlet continus et discontinus.

Moghtada Mobedi [31], a étudié numériquement l'effet de la conduction dans les parois horizontales sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée. Les parois verticales sont maintenues à des températures différentes et constantes, tandis que les surfaces extérieures des parois horizontales sont thermiquement isolées. Les auteurs ont analysé l'effet du nombre de Rayleigh et du rapport des conductivités thermiques sur le transfert de chaleur dans la cavité.

II.4 Conclusion :

Dans ce chapitre nous allons présenter les transferts thermiques dans les capteurs solaires, celle qui porte sur les transferts de chaleur par conduction, convection et rayonnement dans des géométries de type capteur solaire plan. Il en ressort de l'analyse thermique que les pertes thermiques à l'avant du capteur sont les plus importantes.

Nous avons ensuite décrit un certain nombre de travaux qui ont été faits sur les capteurs solaires. Ainsi la revue bibliographique a été réservée aux problèmes de convection naturelle dans les lames d'air.

chapitre III

III.1 Introduction :

Dans cette partie, nous allons présenter notre modèle du transfert thermique dans la lame d'air absorbeur-vitre. Pour cela, nous allons établir les équations qui régissent l'écoulement du fluide dans cette lame d'air dans le cas stationnaire et bidimensionnel, ainsi que les variables adimensionnelles du modèle.

Enfin, la résolution numérique par la CFD et le logiciel Fluent sont aussi présentés.

III.2 Configuration du modèle :

La configuration étudiée est schématisée sur la **figure III.1**, elle présente une lame d'air inclinée d'un capteur solaire, composé d'un absorbeur (face inférieure chauffée à T_c), de côtés latéraux isolés (parois adiabatiques, $q = 0$), d'une couverture en verre (face supérieure refroidie par l'effet de convection, $q = h_c(T_v - T_a)$) et l'angle d'inclinaison du capteur solaire est $\gamma = 45^\circ$.

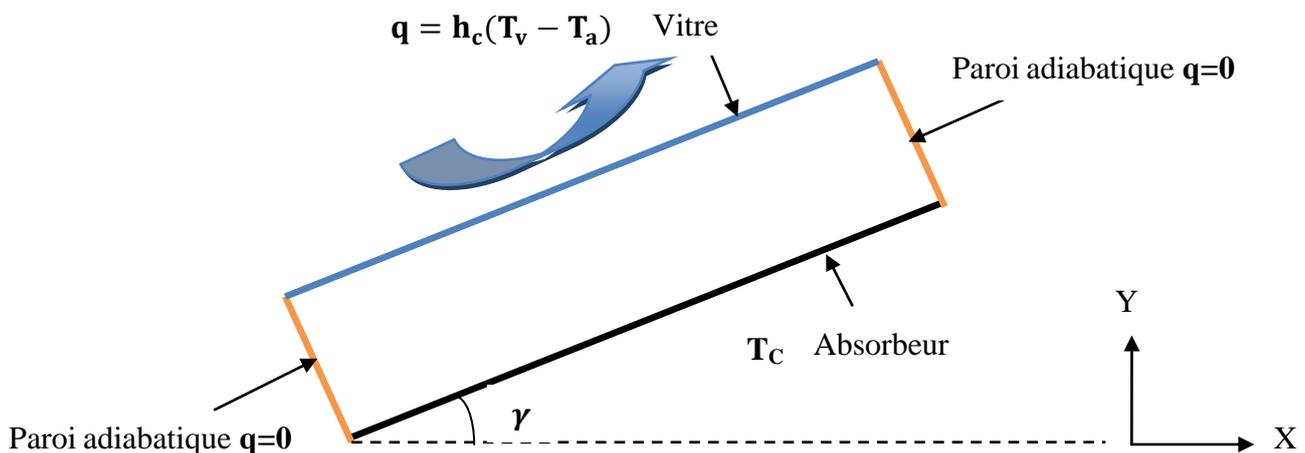


Figure III.1 Configuration du modèle

III.3 Les équations du modèle :

Les équations régissant l'écoulement sont :

- ✓ Loi de conservation de la masse ou l'équation de continuité.
- ✓ Deuxième loi de Newton (principe de conservation de la quantité de mouvement) ou équations de Navier-Stokes.
- ✓ Loi de conservation d'énergie (premier principe de la thermodynamique) ou équation d'énergie

Les champs de vitesses et de températures issus de ces équations peuvent être utilisés pour évaluer les paramètres de transfert de chaleur (nombre de *Rayleigh*, nombre de *Nusselt*, etc.) dans la cavité.

III.3.1 Equation de continuité

En mécanique des fluides, le principe de conservation de la masse peut être décrit par l'équation de continuité sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \cdot \vec{u}) = 0 \quad \text{III. 1}$$

Où :

ρ : La masse volumique [kg/m^3]

t : Le temps [s]

\vec{u} : Vecteur vitesse [m/s].

- En considérant l'hypothèse d'un fluide incompressible où la masse volumique est constante au cours du temps, l'équation de continuité se réduit à :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{u} = 0 \quad \text{III. 2}$$

III.3.2 Equation de Navier-stokes

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial(\rho\vec{u})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho\vec{u}\vec{u} = -\vec{\nabla}p + \vec{\nabla}\vec{\tau} + \rho\vec{g} \quad \text{III.3}$$

Où :

\mathbf{t} : Le temps [s]

ρ : La masse volumique du fluide [kg/m³]

\vec{u} : Vecteur vitesse [m/s]

p : La pression [Pa]

\vec{g} : La résultante des forces massiques s'exerçant dans le fluide [m/s²]

$\vec{\tau}$: Tenseur des contraintes de viscosité du fluide [Pa]

$$\text{Avec : } \vec{\tau} = 2\mu\vec{D} + \nu_v\vec{\nabla} \cdot \vec{u} \mathbf{I}_d$$

Où :

\mathbf{I}_d : La tenseur identité

μ : La viscosité dynamique du fluide [kg/m.s]

ν_v : La viscosité de volume [kg.m/s]

\vec{D} : Le tenseur des taux de déformation

$$\text{Avec : } \vec{D} = \frac{1}{2}(\vec{\nabla}\vec{u} + \vec{\nabla}^t\vec{u})$$

- Dans le cas d'un fluide Newtonien, incompressible et de viscosité constante, on a:

$$\vec{\tau} = \mu(\vec{\nabla}\vec{u} + \vec{\nabla}^t\vec{u}) \quad \text{III.4}$$

- Pour une formulation simple du problème, nous avons considéré l'approximation de Boussinesq. Elle suppose que le fluide est incompressible. On suppose donc que la variation de la densité n'est prise en compte que dans le terme généralisé de la convection naturelle soit le terme $\rho\vec{g}$ de l'équation de Navier Stokes du fluide.

Ainsi, $\rho = \rho_0$ sauf pour :

$$\rho\vec{g} = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)]\vec{g} \quad \text{III.5}$$

Modélisation du transfert thermique du la lame d'air absorbeur-vitre

Sachant que le coefficient de dilatation volumique du fluide à pression constante est donné par:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad \text{III. 6}$$

Où :

β : Le coefficient de dilatation à pression constante.

ρ_0 : La masse volumique à la température de référence T_0

En appliquant ces approximations dans l'équation III.3, on aura :

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u}(\vec{\nabla} \cdot \vec{u}) = -\frac{1}{\rho_0} \vec{\nabla} p - \beta(T - T_0)\vec{g} + \nu \vec{\nabla}(\vec{\nabla} \cdot \vec{u}) \quad \text{III. 7}$$

III.3.3 Equation de l'énergie :

Le principe de conservation de l'énergie donne l'équation d'énergie suivante :

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho U \vec{u} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + \bar{\tau} : \vec{\nabla} \vec{u} - p \vec{\nabla} \cdot \vec{u} \quad \text{III. 8}$$

Où :

U : Energie interne massique [J /kg]

\vec{u} : Vitesse du fluide [m/s]

\vec{q} : Densité du flux de chaleur fourni au système [W/m²]

$-p \vec{\nabla} \cdot \vec{u}$: Puissance des forces de dilatation de pression

$\bar{\tau} : \vec{\nabla} \vec{u}$: Puissance des forces visqueuses intérieures

- On néglige l'apport de l'énergie interne dû à la dissipation visqueuse $\bar{\tau} : \vec{\nabla} \cdot \vec{u} \ll |\vec{\nabla} \cdot \vec{q}|$
- Dans le cas général : $dU = C_v \cdot dT$ et pour un écoulement incompressible, on a : $C_v = C_p$, donc : $dU = C_p \cdot dT$

C_p : Capacité thermique massique à pression constante [J/kg.K]

- On suppose que la conductivité thermique est constante : $\vec{q} = -\lambda \vec{\nabla} T$

Modélisation du transfert thermique du la lame d'air absorbeur-vitre

- On néglige le terme $\rho \vec{\nabla} \cdot \vec{u}$ lorsque les variations spatiales et temporelles de la pression sont faibles c'est souvent le cas pour les fluides incompressibles.

En appliquant ces approximations dans l'équation **III.8**, on aura :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot T \vec{u} = a \nabla^2 T \quad \text{III. 9}$$

Où : **a** La diffusivité thermique du fluide [m^2/s]

En se plaçant dans le cadre de ces hypothèses et vu que l'écoulement est stationnaire et bidimensionnel, les équations représentatives du problème étudié s'écrivent :

- Equation de continuité :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{III. 10}$$

- Equation de la quantité de mouvement suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu_0 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_0) \cos \gamma \quad \text{III. 11}$$

- Equation de la quantité de mouvement suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu_0 \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_0) \sin \gamma \quad \text{III. 12}$$

- Equation de la conservation de l'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{III. 13}$$

Les équations différentielles de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie forment le modèle mathématique de l'écoulement de la convection naturelle.

III.3.4 les variables adimensionnelles :

Utiles pour permettre la comparaison des résultats entre eux, et faire apparaître un certain nombre de grandeurs qui vont caractériser les phénomènes ayant lieu dans les écoulements.

Il est possible de citer les suivantes :

- **Le nombre de Prandtl Pr** : Cette grandeur est caractéristique du fluide étudié et fait le ratio de la diffusivité de quantité de mouvement sur la diffusivité thermique et s'exprime :

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad \text{III. 14}$$

Où :

ν : La viscosité cinématique du fluide, avec $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, [m²/s]

a : La diffusivité thermique du fluide, avec $a = \frac{\lambda}{\rho C_p}$, [m²/s]

- **Le nombre de Nusselt Nu** : Ce nombre adimensionnel compare l'importance relative des transferts thermiques par conduction par rapport aux transferts par convection. Son expression est la suivante :

$$Nu = \frac{h \cdot e_{abv}}{\lambda} \quad \text{III. 15}$$

Où :

h : Coefficient d'échange convectif [W/m²]

e_{abv} : Espace entre l'absorbeur et la vitre [m]

λ : Conductivité thermique [W/m.K]

- **Le nombre de Grashof Gr** : Ce nombre adimensionnel, très important pour les écoulements de convection naturelle, est l'équivalent du nombre de Reynolds pour la convection forcée. Il compare les forces de la poussée d'Archimède et les forces visqueuses et s'exprime généralement par la relation suivante :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot e_{abv}^3}{\nu^2} \quad \text{III. 16}$$

Où :

g: Accélération de la pesanteur [m/s²]

β : Coefficient d'expansion volumique du fluide [1/K]

ΔT : Différence des températures de l'absorbeur et de la vitre [K]

- **Le nombre de Rayleigh Ra** : Ce nombre a plusieurs définitions en fonction des configurations (rapport de forme, inclinaison) et des conditions aux limites (flux ou température imposé, chauffage total ou partiel). Si l'on distingue les définitions en fonction du type de conditions aux limites thermiques, il est possible pour une température imposée de définir le nombre de Rayleigh comme suit :

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot e_{abv}^3}{\nu \cdot a} \quad \text{III. 17}$$

III.4 Etapes de résolution d'un problème par la méthode CFD :

Cette partie est consacrée principalement aux différentes étapes numériques de la mécanique des fluides numérique (CFD) : le maillage, la méthode de résolution, le post-traitement des résultats.

Dans notre étude, le calcul est mené à l'aide d'un code de calcul industriel, CFD (Computation Fluid Dynamics) « FLUENT » qui utilise la méthode des volumes finis, nécessitant un maillage conçu par le logiciel « GAMBIT ».

III.4.1 Définition de la CFD :

(CFD) c'est l'abréviation de « computational fluid dynamics ». En français c'est « La mécanique des fluides numérique (MFN) », cette dernière consiste à étudier les mouvements d'un fluide ou leurs effets par la résolution numérique des équations régissant le mouvement du fluide. En fonction des approximations choisies, qui sont en général le résultat d'un compromis en termes de besoins de représentation physique par rapport aux ressources de calcul ou de modélisation disponibles, les équations résolues peuvent être les équations d'Euler, les équations de Navier-Stokes, l'équation d'énergie etc.

Aujourd'hui, avec le développement des puissances de calculs, il est possible de simuler des problèmes relativement complexes tout en limitant les temps de calcul.

Ainsi, la CFD est un outil indispensable à l'ingénieur pour la conception, l'optimisation, le développement de procédés innovants ou l'analyse physique de phénomènes complexes mettant en jeu des fluides.

Dans les dernières années la CFD est entrée dans plusieurs domaines comme :

- ✓ Calculs de refroidissement des cœurs de réacteurs nucléaires.
- ✓ Calculs d'aérodynamique.
- ✓ Calculs de pertes de charge singulières ou linéaires.
- ✓ Calculs de refroidissement de composants électroniques.
- ✓ Calculs d'écoulements subsoniques, soniques ou supersoniques.

III.4.2 Les étapes de simulation numérique :

Les étapes suivantes montrent le processus d'une simulation numérique :

- **Préprocesseur.**

- ✓ Définition du domaine fluide ou solide, par CAO (La conception assistée par ordinateur)
- ✓ Maillage (Gambit, ICEM, I-DEAS).

- **Résolution.**

- ✓ Stationnaire, 2D, axisymétrique, 3D... etc.
- ✓ Modèle de turbulence, écoulement compressible ou incompressible... etc.
- ✓ Volume finis (90 % des codes commerciaux utilisent la méthode des volumes finis comme : Fluent, CFX, Star-CCM+) ; Différence finies, Eléments finis.

- **Post-traitement.**

- ✓ Visualisation (Tecplot, Origin, ParaView).
- ✓ Comparaison avec des données expérimentales ou analytiques

La figure suivante montre les étapes les plus importantes de la simulation numérique :

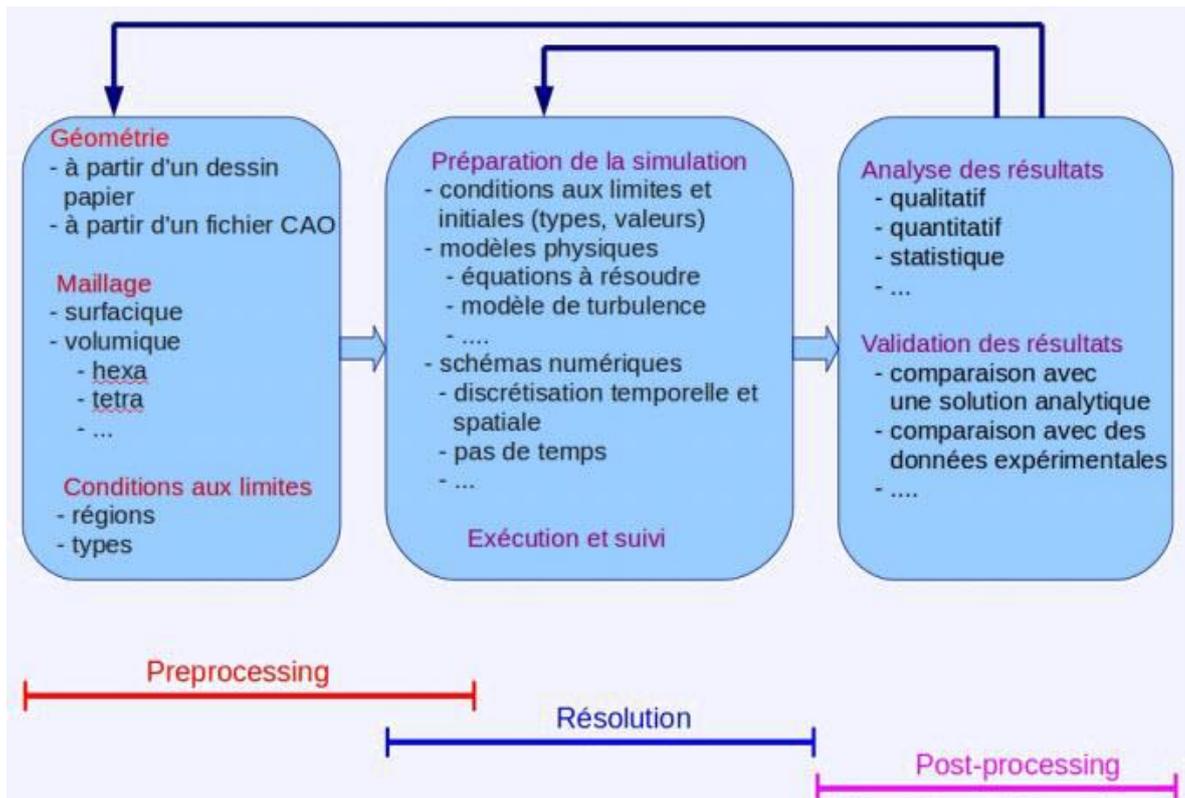


Figure III.2 Les étapes de la simulation numérique

III.4.2.1 Préprocesseur :

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu son influence sur la solution calculée. Un maillage de très bonne qualité est essentiel pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant.

La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul. Une bonne qualité de maillage repose sur la minimisation des éléments présentant des « distorsions » (skewness en anglais), et sur une bonne « résolution » dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc, etc). Un bon maillage doit également être suffisamment « lisse ».

a. Création d'une grille (Maillage) :

La création d'une grille passe par deux étapes essentielles. La première étape est la détermination des points avec des coordonnées connues. Ces points sont liés avec des lignes qui forment le domaine géométrique de la grille. Alors que la deuxième étape est la discrétisation de ce domaine en des cellules soit en forme de surface (2D) ou de volume (3D).

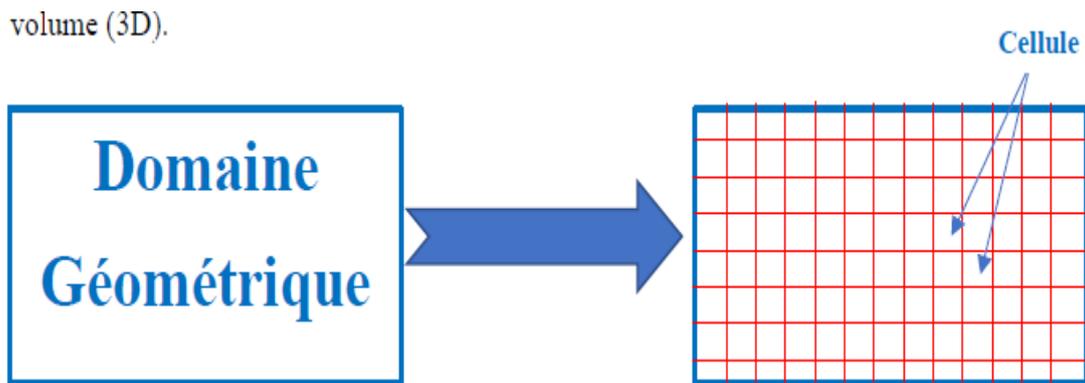


Figure III.3 Création d'un maillage

b. Les caractéristiques des grilles et leurs formes :

Les caractéristiques :

- ✓ Maillage structuré
- ✓ Maillage non structuré
- ✓ Maillage hybride

Les formes : (O, C, H)

c. La différence entre un maillage structuré et non structuré :

- ✓ Dans la grille ou maillage structuré chaque nœud est entouré par le même nombre de nœuds. Par ailleurs, dans la grille non structuré le nombre de nœud n'est pas le même.
- ✓ Dans la grille structurée on trouve que les lignes des liaisons entre les nœuds ont la même forme, alors que dans la grille non structurée les lignes des liaisons n'ont pas la même forme.
- ✓ Dans le maillage structuré le nombre de cellules est moins que celui dans le maillage non structuré.

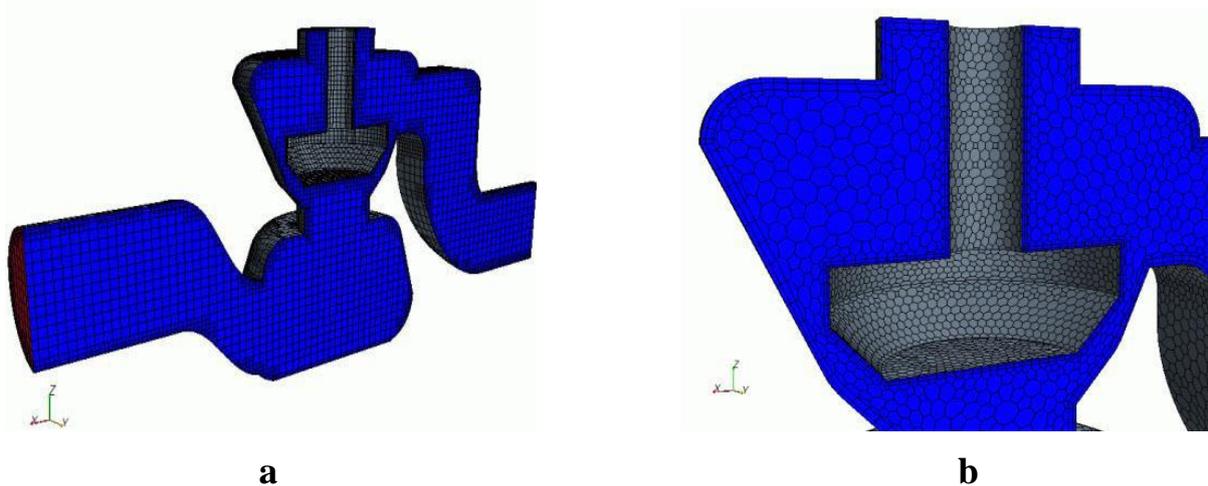


Figure III.4 a. Maillage structuré b. Maillage non structuré

III.4.2.2 Résolution ou simulation :

Cette section s'intéresse en général à expliquer les étapes nécessaires pour réussir une simulation numérique d'un problème en mécanique des fluides. Selon le code commercial ANSYS Fluent.

Les principales étapes d'une simulation :

- ✓ Le paramétrage du solveur
- ✓ La modélisation (éventuelle) de la turbulence
- ✓ La définition des caractéristiques du fluide
- ✓ Le réglage des "Operating conditions"
- ✓ Le paramétrage des conditions aux limites
- ✓ Le choix des critères de convergence
- ✓ L'initialisation des calculs
- ✓ Le paramétrage des sauvegardes automatiques en cours de simulation
- ✓ Le lancement de la simulation.

a. Choix des équations résolues par le solveur :

Selon le problème, on peut être amené à considérer :

- ✓ La dimension du problème, 2D, 3D, ou axisymétrique
- ✓ Le caractère stationnaire ou instationnaire

Modélisation du transfert thermique du la lame d'air absorbeur-vitre

- ✓ Le besoin ou non de prendre en compte le bilan d'énergie, et dans ce cas, on pourra alors avoir accès à des équations d'état, à des modèles de type Boussinesq pour la convection naturelle...etc,
- ✓ La prise en compte de forces extérieures (gravité).

b. Conditions aux limites :

On dispose d'un certain nombre de conditions, parmi lesquelles on distinguera des conditions d'entrée, de sortie, aux frontières solides, de périodicité ou de symétrie. Il faut garder à l'esprit que par défaut, les conditions imposées de type entrée / sortie correspondent à des profils uniformes sur la frontière, ce qui ne représente pas toujours la réalité physique.

c. Choix des critères de convergence :

Dans la CFD les résidus est un critère de convergence très important mais il ne suffit pas pour assurer que le problème converge. Alors il faut choisir au moins deux autres critères de convergence par exemple :

- ✓ Conservation de la masse : un critère révélateur de la convergence est de vérifier la conservation de masse. Il faut que la différence entre les débits entrants et sortants soit nulle (infiniment petite).
- ✓ Evolution d'une intégrale : L'affichage de l'évolution de l'intégrale (surfactive ou volumique) d'une variable pendant les calculs est un autre moyen de vérifier que la solution est bien stable.

III.4.2.3 Post-traitement :

Les logiciels CFD fournissent souvent des outils intégrés de post-traitement.

Toutefois, rien n'interdit d'exporter les données dans divers formats afin de les traiter sous d'autres logiciels pour une analyse plus poussée comme le logiciel Tecplot ou Origin.

III.4.3 Présentation des logiciels « Fluent » et « Gambit » :

GAMBIT est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage. Le logiciel Gambit est un mailleur 2D/3D, préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD [31].

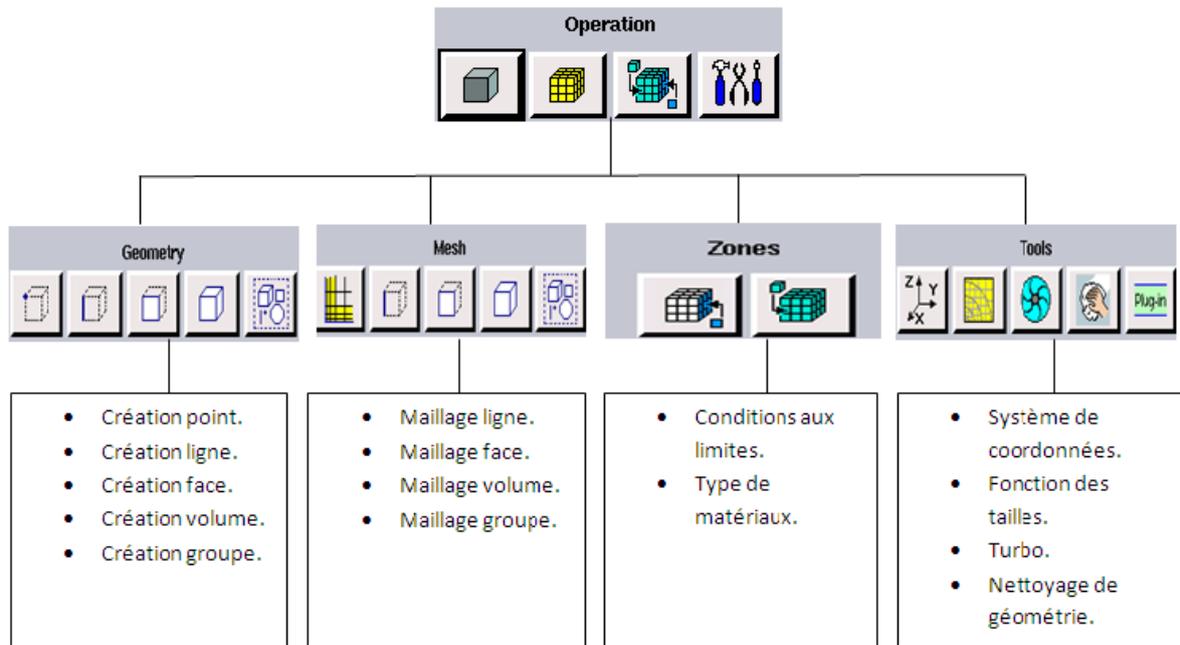


Figure III.5 Menu principal de Gambit.

FLUENT est un logiciel qui permet de résoudre et simuler des problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques par la méthode des volumes finis.



Figure III.6 Logiciels Fluent et Gambit

III.4.3.1 Choix des paramètres de FLUENT

La résolution par le logiciel de simulation numérique des écoulements FLUENT nécessite le choix des paramètres essentiels [32] :

➤ **Simple précision ou double précision :**

« Fluent » offre deux modes de calcul : le mode « double précision » et le mode « simple précision ».

Dans le mode « double précision » : les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits, alors que le mode « simple précision » : utilise une représentation à 32 bits. Le revers de cette précision est que le premier mode requiert beaucoup plus de mémoire. En outre, Le mode « double précision » est préconisé, pour les écoulements impliquant des longueurs d'échelles très disparates.

➤ **Schémas de discrétisation :**

Sous « Fluent », les variables stockées au centre de la cellule doivent être interpolées aux faces du volume de contrôle. Il est possible de choisir entre différents schémas de discrétisation pour les termes convectifs des équations gouvernantes, alors que les termes visqueux sont automatiquement discrétisés au second ordre pour plus de précision. Il reste que la discrétisation au premier ordre procure une meilleure convergence, alors que le « Second Order Upwind Scheme » est de rigueur pour les écoulements non alignés au maillage.

- ✓ Le schéma: “QUICK” (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinetics)
- ✓ Le schéma: “Power Law”
- ✓ Le schéma: “third-order MUSCL”

➤ **Choix du schéma d'interpolation de la pression :**

Dans la plupart des cas, le schéma « Standard » est acceptable pour des écoulements spécifiques. On peut choisir parmi les options suivantes :

- ✓ Le schéma force de volume pondéré « Body-Force-Weighted » est recommandé pour les écoulements impliquant d'importantes forces de volume (ex. convection naturelle à haut nombre de Rayleigh).

Modélisation du transfert thermique du la lame d'air absorbeur-vitre

- ✓ Le schéma « PRESTO » (Pressure Staggering Option) est approprié pour les écoulements hautement tourbillonnaires à grande vitesse de rotation, ou les écoulements dans des domaines fortement courbés.
- ✓ Le schéma au « Second Ordre » est à utiliser pour les écoulements compressibles et pour améliorer la précision en écoulements incompressibles.
- ✓ Le schéma linéaire « Linear » est disponible comme alternative dans le cas où les autres options ont des difficultés de convergence ou génèreraient des comportements non physiques.

➤ **Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse :**

Si les vitesses sont définies aux nœuds d'un volume de contrôle ordinaire (comme les autres scalaires : pression, température), il est démontré qu'un champ de pression hautement non uniforme agira comme un champ uniforme sur les équations de quantité de mouvement discrétisées. La solution passe par la définition des vitesses sur une grille décalée « Staggered grid » et l'emploi d'algorithmes tels que « SIMPLE » pour résoudre ce lien ou couplage entre la pression et la vitesse. La famille des algorithmes « SIMPLE » est essentiellement une procédure « d'estimation et de correction » pour le calcul de la pression sur la « grille décalée » des composantes de la vitesse.

« Fluent » propose trois méthodes pour le couplage pression-vitesse : « SIMPLE », « SIMPLEC » et « PISO » et « Coupled »

Les étapes pour le déroulement des simulations sur les deux logiciels Gambit et FLUENT sont résumées sur la figure (III.7)

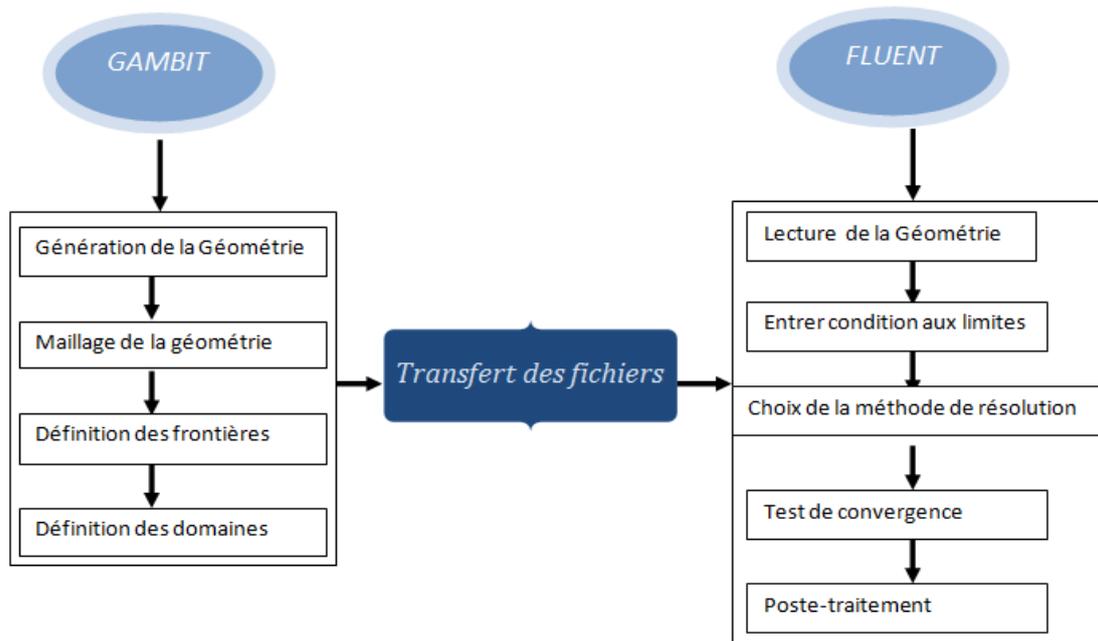


Figure III.7 Etapes de résolution suivies par Gambit et Fluent

III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à décrire l'approche numérique que nous avons utilisée. Tout d'abord, nous avons formulé mathématiquement l'écoulement de l'air dans la cavité d'air, chauffée par le bas qui servira de simuler la cavité formée par l'absorbeur et la vitre du capteur solaire thermique. Par la suite, nous avons décrit les étapes de résolution d'un problème par la méthode CFD, qui permettra d'aboutir aux résultats à l'aide de logiciel Fluent, qui seront présentés au chapitre IV. Dans ce qui suit, nous allons décrire l'approche expérimentale utilisée dans ce travail.

chapitre IV

IV.1 Introduction :

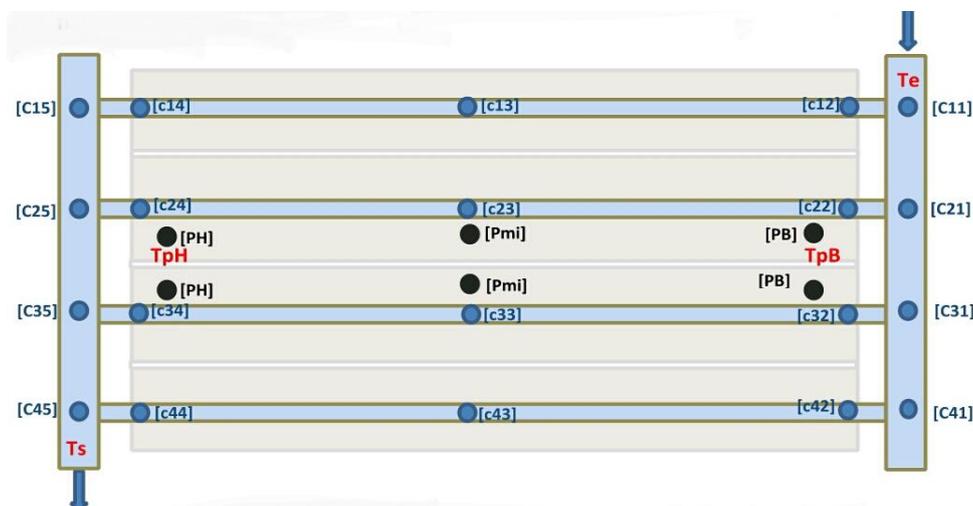
Dans ce chapitre, nous allons résoudre numériquement à l'aide du logiciel Fluent les équations fondamentales du transfert convectif (données dans le chapitre précédent) appliquées à la lame d'air emprisonnée entre la vitre et l'absorbeur dans un capteur solaire plan.

IV.2 Calcul des températures moyennes de l'absorbeur et ambiante de la journée du 27 avril 2012 :

Dans cette partie nous allons étudier le transfert thermique dans la lame d'air absorbeur-vitre. Pour cela, nous allons prendre les mesures expérimentales de la température de l'absorbeur et de l'ambiante de la journée du 27 avril 2012. Ces mesures sont citées dans la thèse de *FERAHTA FATIMA ZOHRA* [33]. En effet, dans sa thèse, elle présente les résultats de la série de campagnes expérimentales qu'elle a faites sur deux capteurs solaires thermiques. Le premier, non modifié, sera nommé capteur de référence (R) et il servira de témoin et le deuxième (R+1) sera modifié afin de tester l'influence de la variation de l'épaisseur de la lame d'air et l'introduction des partitions.

Les essais ont été réalisés en suivant le comportement thermique du capteur sur une journée dans des conditions réelles de fonctionnement.

La figure IV.1 rappelle l'emplacement des différents thermocouples dans les capteurs lors de cette campagne d'essais.



Résolution numérique

Figure IV.1 Schéma de l'emplacement des thermocouples dans les capteurs (R) et (R+1) Par ailleurs, ci-dessous (figures IV.2) sont donnés les tracés des profils des températures en haut et en bas de l'absorbeur pour les deux capteurs (R) et (R+1).

On a choisi la température la plus chaude de la paroi absorbante en haut $T_pH(R)$.

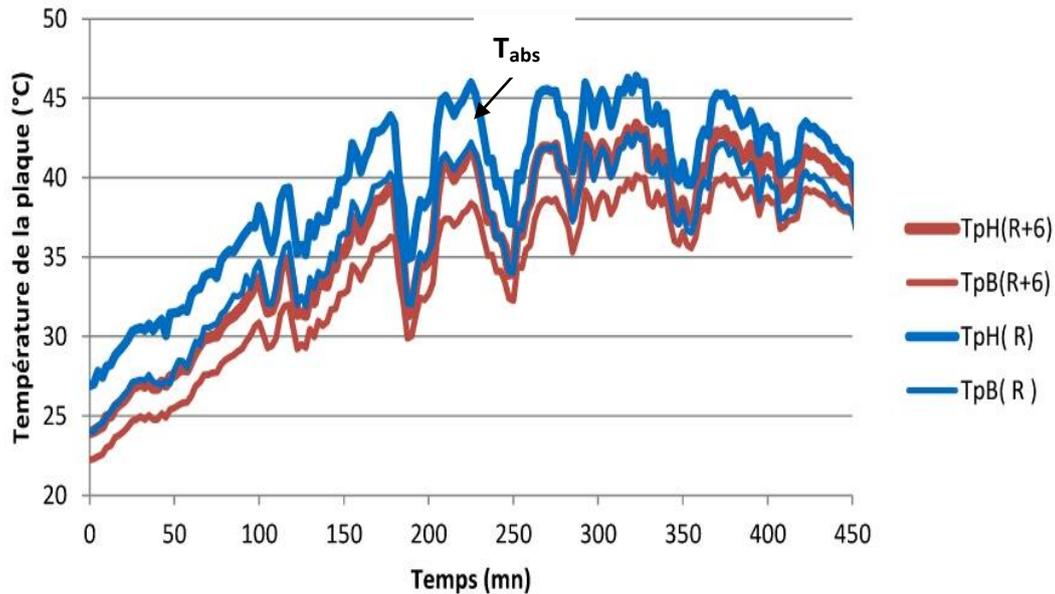


Figure IV.2 Evolution de la température dans l'absorbeur pour la journée du 27 avril

Dans la journée du 27 Avril, le flux solaire présent des fluctuations dues au passage des nuages, la température ambiante est majoritairement au-dessus de 25°C. Elle ne commence à augmenter que vers la fin de la journée (voir figure IV.3)

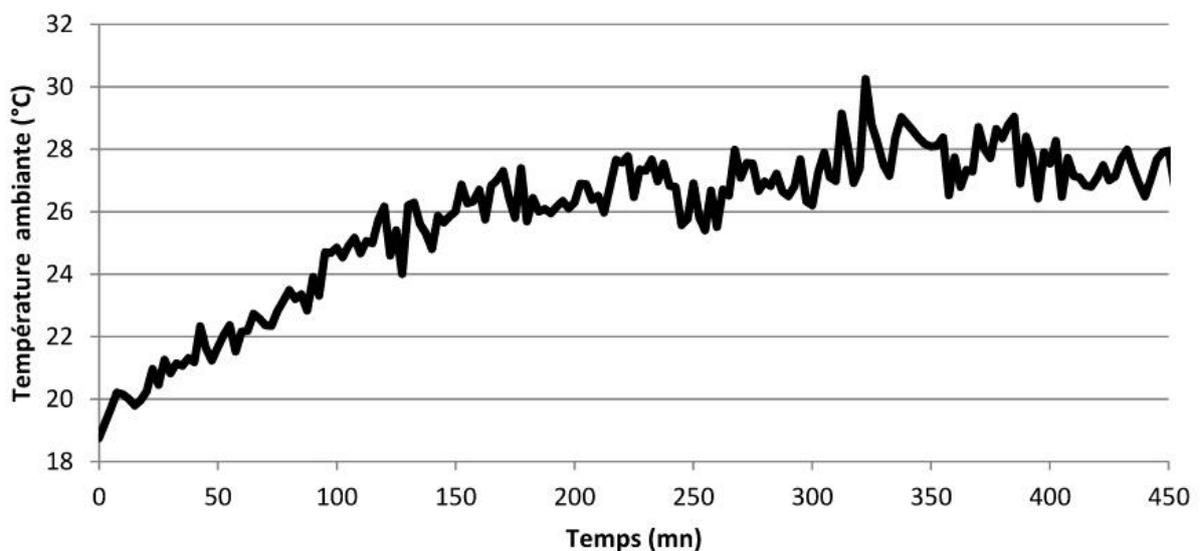


Figure VI.3 Evolution de la température ambiante de la journée du 27 avril

Résolution numérique

On a déterminé les températures moyennes de l'absorbeur et ambiante à l'aide des « logiciels xyExtract et OriginPro ».

Les résultats obtenus sont donnés ci-dessous :

- ✓ Température de l'absorbeur : $T_{ab\ moy} = 306.1445\ K = 32.9945^\circ C$
- ✓ Température ambiante : $T_a\ moy = 291.3105\ K = 18.1605^\circ C$

IV.3 Présentation du système étudié :

Le modèle physique est une lame d'air, de longueur $L=1\ m$, d'épaisseur $e=0.02\ m$, inclinée d'un angle 45° , munie d'un vitrage sur la partie supérieure. On chauffe la partie inférieure de la cavité (l'absorbeur), les parties latérales sont adiabatiques.

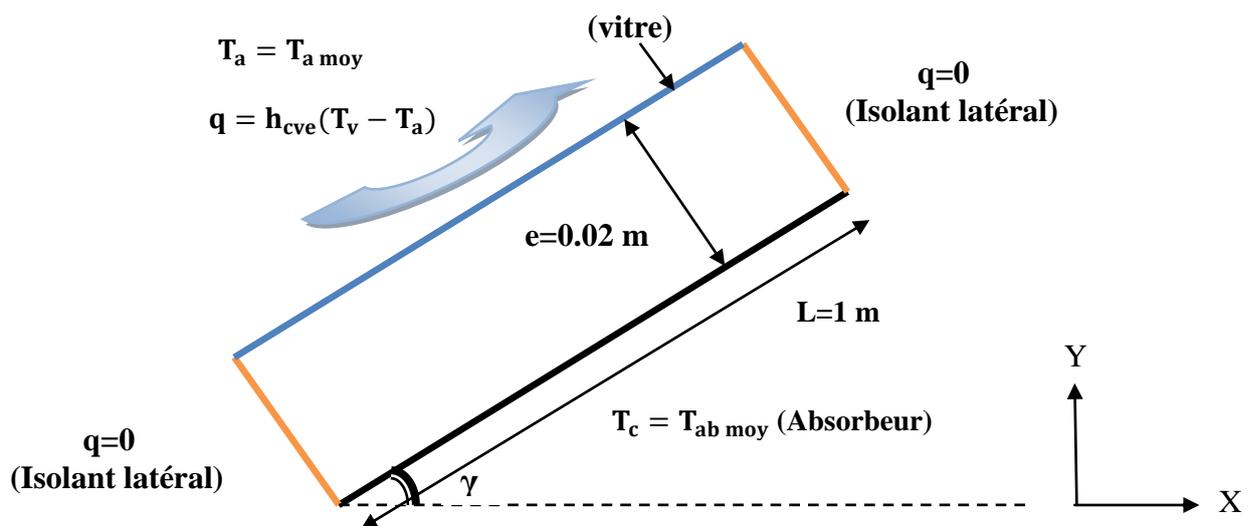


Figure VI.4 Présentation du système étudié

IV.4 Conditions aux limites du problème

$$T_c = T_{ab \text{ moy}} = 306.1445 \text{ K} = 32.9945^\circ\text{C}$$

$$T_f = T_a \text{ moy} = 291.3105 \text{ K} = 18.1605^\circ\text{C}$$

Concernant l'échange thermique convectif entre la vitre et l'air ambiant, on détermine le coefficient d'échange par la corrélation (II.8) de *Watmuff* [15], pour une vitesse du vent

$W = 0$, on aura :

$$h_{cve} = 2.8 \text{ W/m}^2\text{K}$$

On a utilisé aussi la condition suivante :

$$T_c = T_a$$

Avec T_c : la température de ciel

IV.5 Les propriétés thermophysiques des composants du capteur:

Les propriétés du fluide, l'absorbeur, la couverture et l'isolant sont tabulées dans le tableau suivant, elles ont été prises à la température ambiante $T_a = 291.3105 \text{ K}$

	$\rho[\text{kg/m}^3]$	$C_p[\text{J/kg}\cdot\text{K}]$	$\lambda[\text{W/m}\cdot\text{K}]$	$\mu(\text{kg/m}\cdot\text{s})$
Fluide (air)	1.2180	1005.83	0.0257	$1.81\cdot 10^{-5}$
Absorbeur (aluminium)	2719	944	144	-
Couverture (vitre)	2540	744	1.4	-
Isolant (laine de verre)	2100	$1.09\cdot 10^3$	0.55	-

Tableau IV.1 Paramètres thermophysiques des composants du capteur

IV.6 Maillage :

Pour notre cas, on a choisi un maillage bidimensionnel structuré. Ce maillage a été réalisé avec des cellules dont la taille variait progressivement, fin sur les parois pour assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient de température et vitesse. La figure (IV.5) montre une partie de la cavité en maillage structuré.

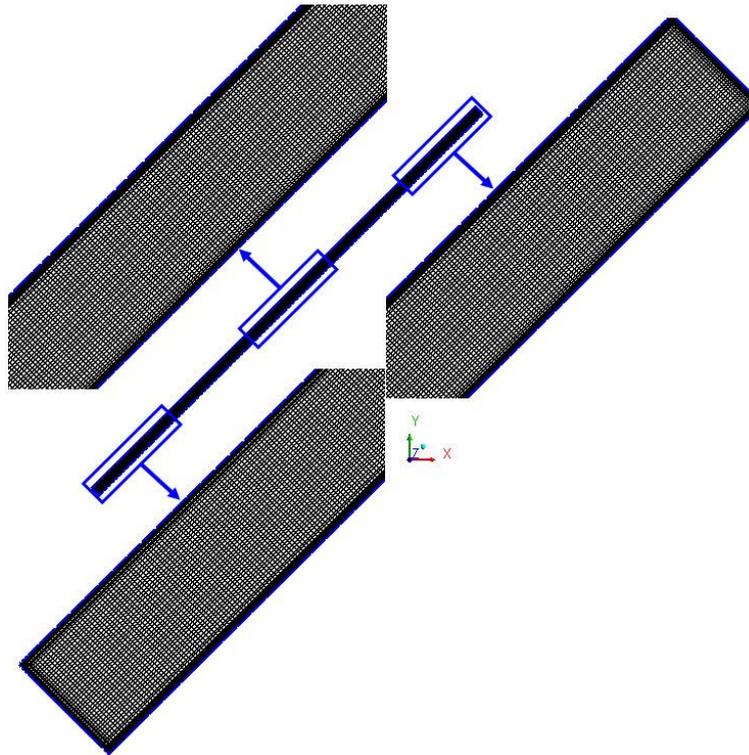


Figure IV.5 Maillage de la lame d'air avec FLUENT et le mailleur Gambit 2.4

IV.7 L'indépendance du maillage :

Pour le choix d'un meilleur maillage, nous avons effectué une indépendance du maillage, dans laquelle apparaît la variation du flux de chaleur en fonction des dimensions de différentes grilles. Comme il est montré par le tableau IV.2 et la figure IV.6, on a choisi le maillage (50 x 1600) en raison de la stabilisation des valeurs du flux de chaleur, notamment pour les deux dernières grilles de maillage.

Résolution numérique

(Nx,Ny)	(180,40)	(180,50)	(210,50)	(330,50)	(510,50)	(1600,50)	(2600,50)
q [W/m ²]	14.13	14.13	14.16	14.54	14.79	14.84	14.84

Tableau IV.2 Indépendance du maillage

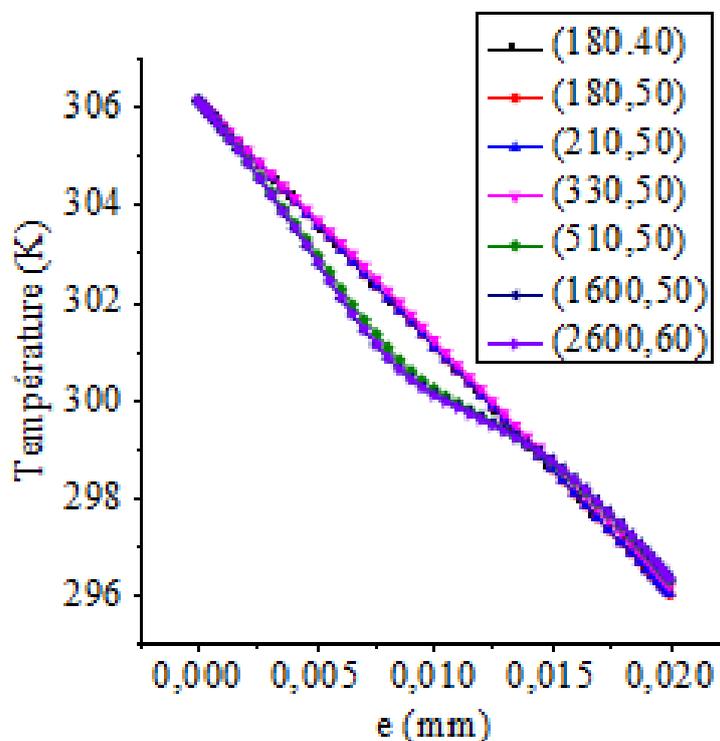


Figure IV.6 Évolutions de la température de l'absorbeur dans des différentes grilles pour une section droite dans la lame d'air à la moitié de la cavité

IV.8 Résultats de la simulation :

Pour la structure étudiée (la lame d'air d'un capteur solaire plan), les résultats obtenus sont présentés sous forme de lignes de courant et d'isothermes pour différentes valeurs de l'épaisseur e de la lame d'air, variant entre 5 et 30 mm.

IV.8.1 Profils des lignes de courant et des isothermes obtenues :

Les valeurs de l'épaisseur que prend la lame d'air sont :

Épaisseur de la lame $e=5$ mm :

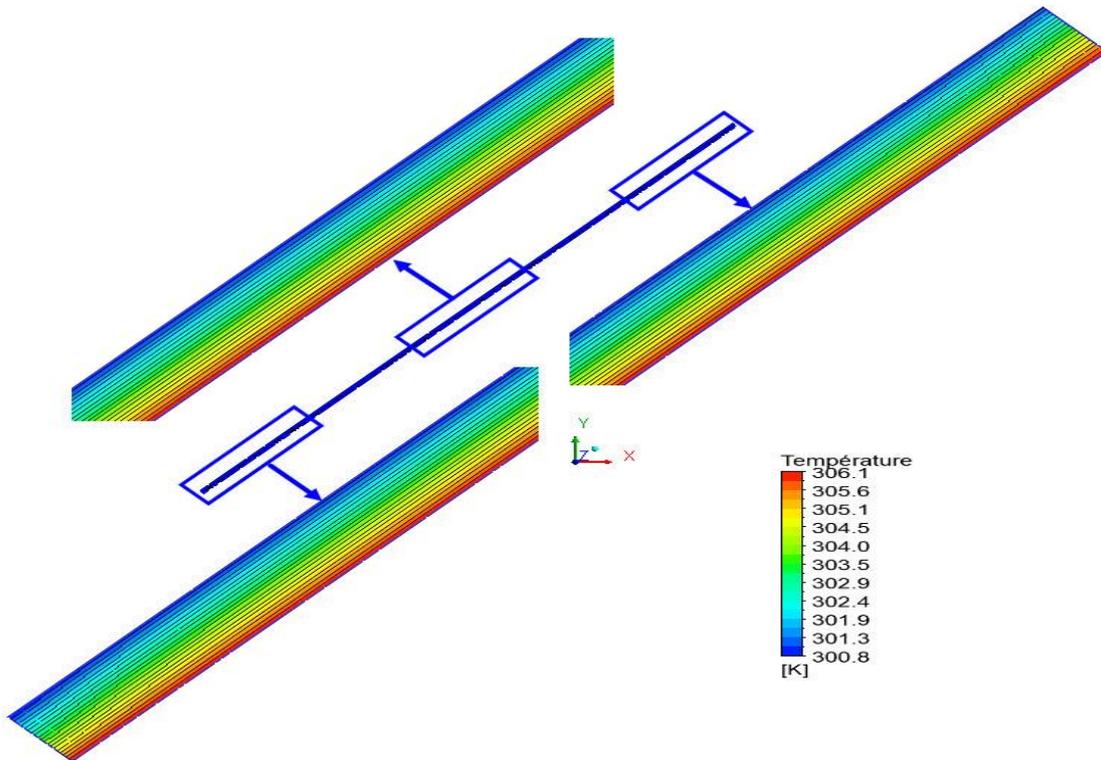


Figure IV.7 Contours des températures pour une épaisseur de la lame d'air $e=5$ mm

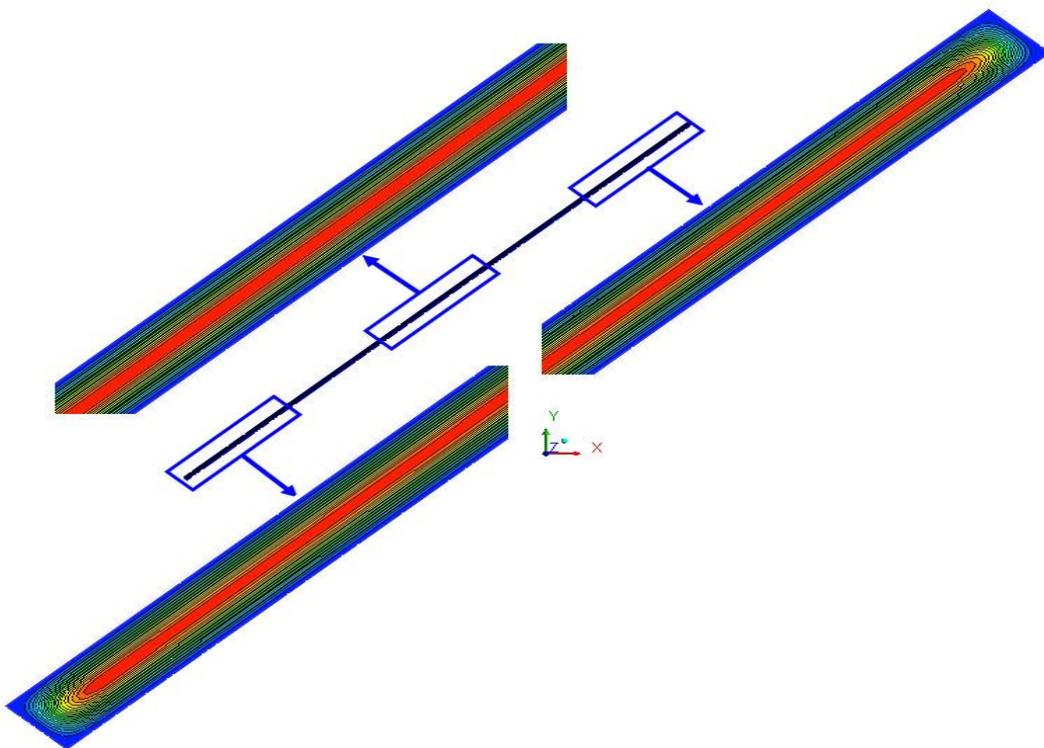


Figure IV.8 Contours des lignes de courant pour une épaisseur de la lame d'air $e=5$ mm

Épaisseur de la lame $e=10$ mm :

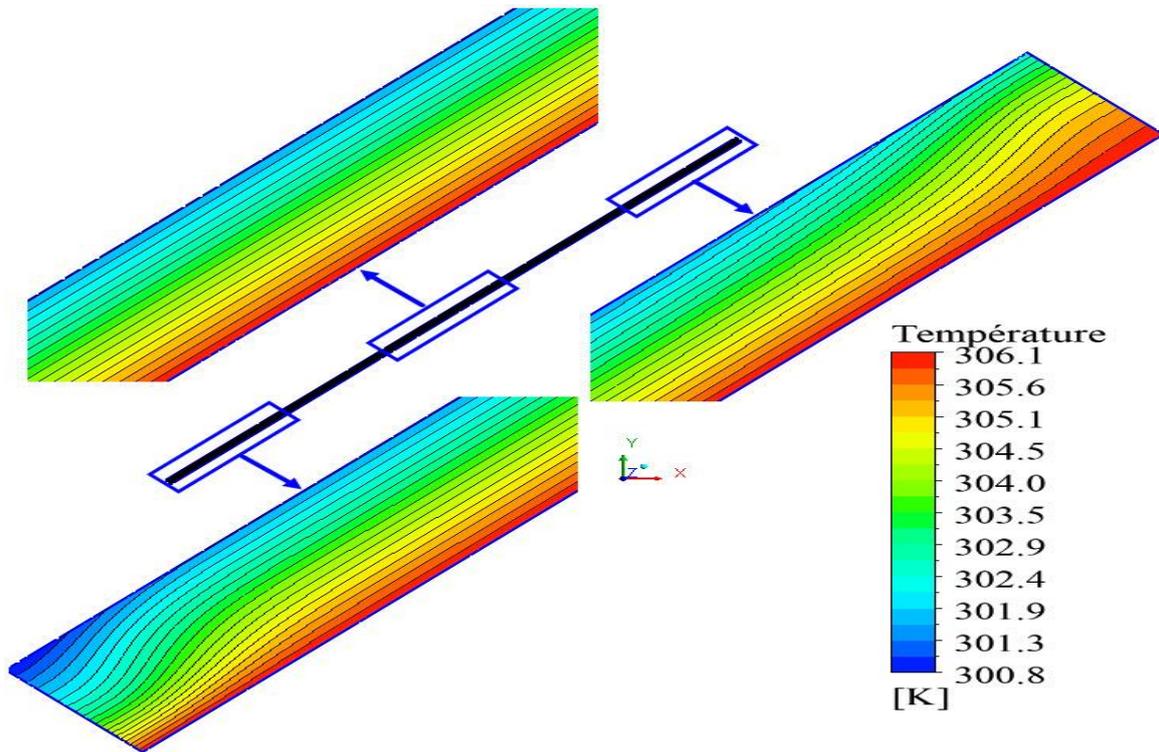


Figure IV.9 Contours des températures pour une épaisseur de la lame d'air $e=10$ mm

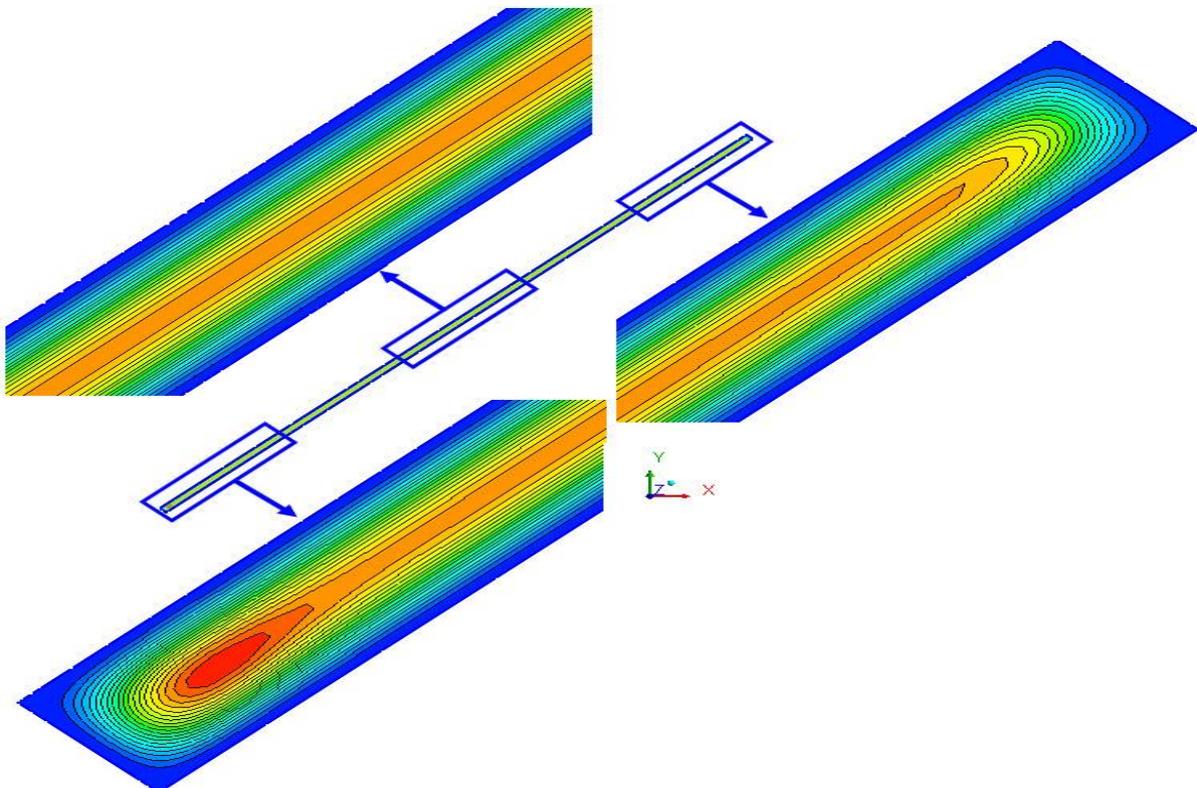


Figure IV.10 Contours des lignes de courant pour une épaisseur de la lame d'air $e=10$ mm

Épaisseur de la lame $e=15$ mm :

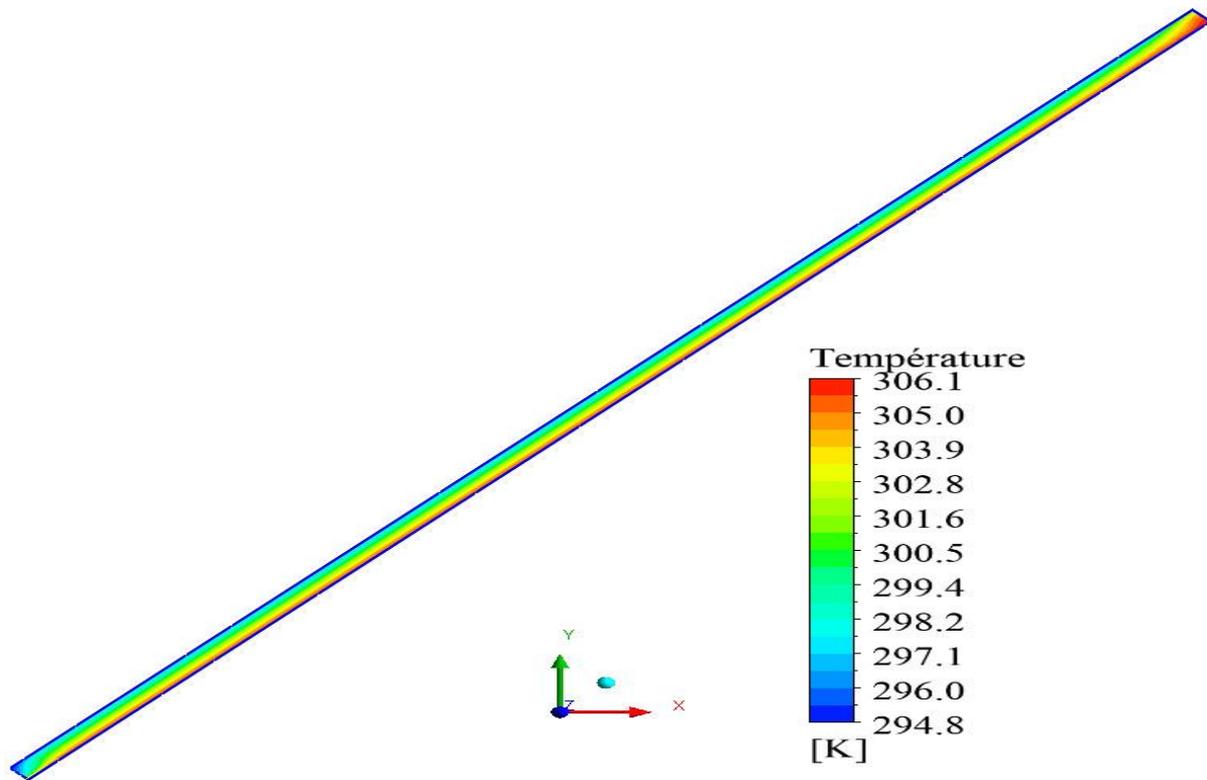


Figure IV.11 Contours des températures pour une épaisseur de la lame d'air $e=15$ mm

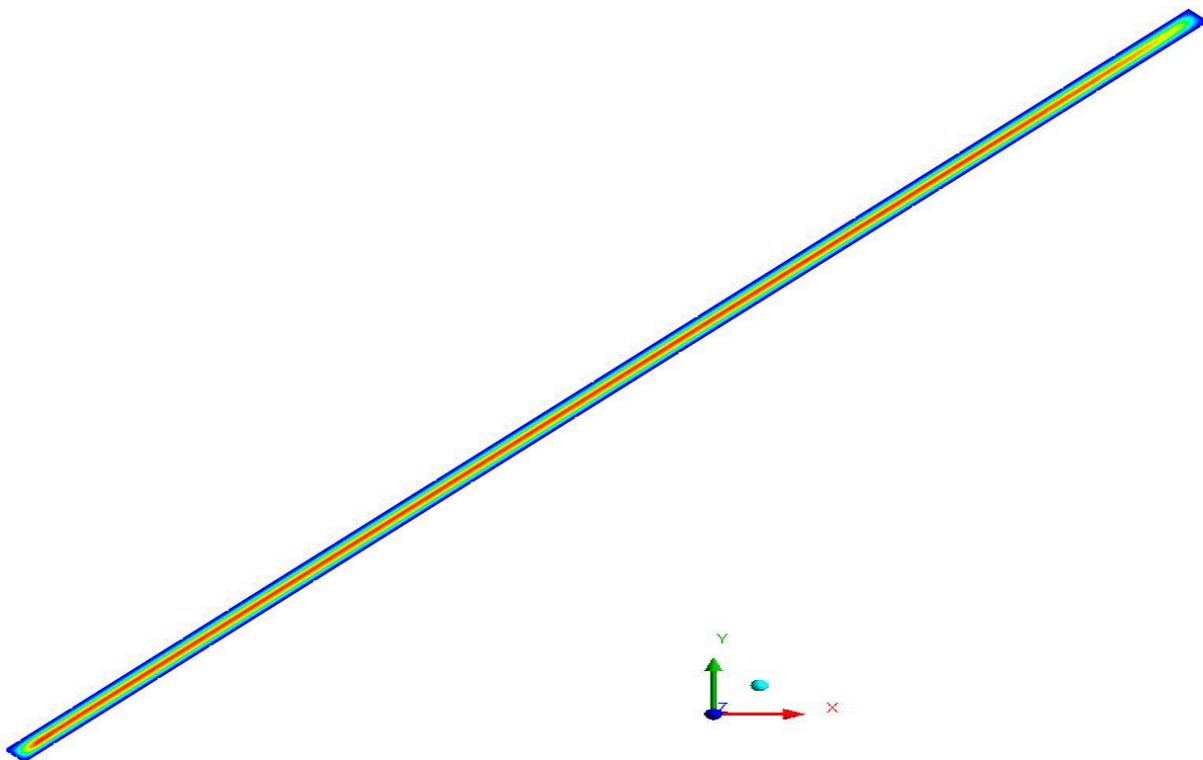


Figure IV.12 Contours des lignes de courant pour une épaisseur de la lame d'air $e=15$ mm

Épaisseur de la lame $e=20$ mm :

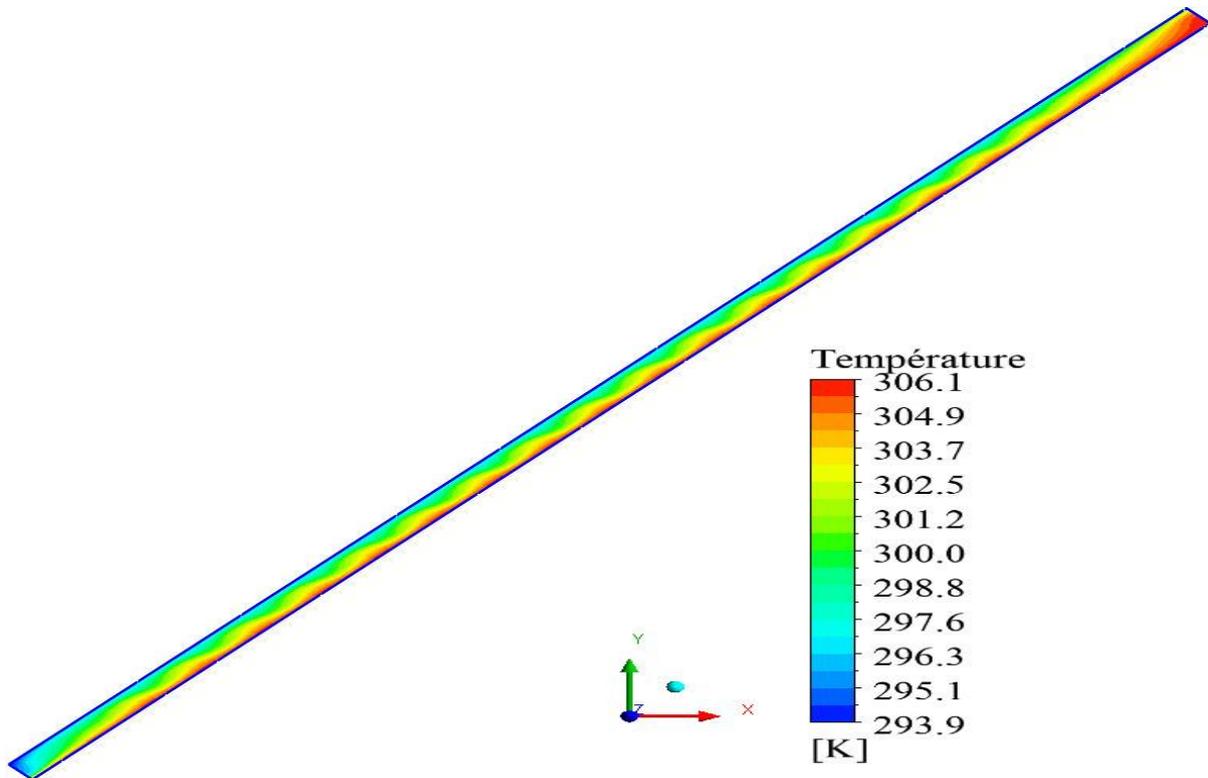


Figure IV.13 Contours des températures pour une épaisseur de la lame d'air $e=20$ mm

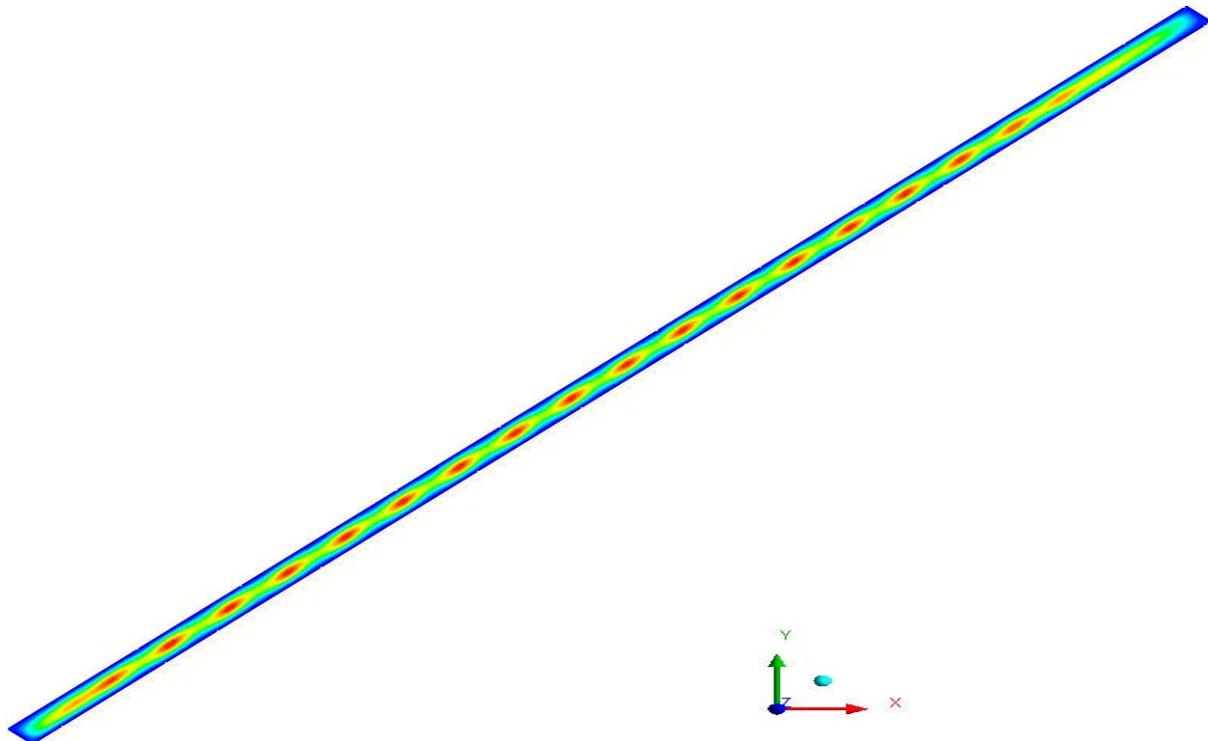


Figure IV.14 Contours des lignes de courant pour une épaisseur de la lame d'air $e=20$ mm

Epaisseur de la lame $e=24$ mm :

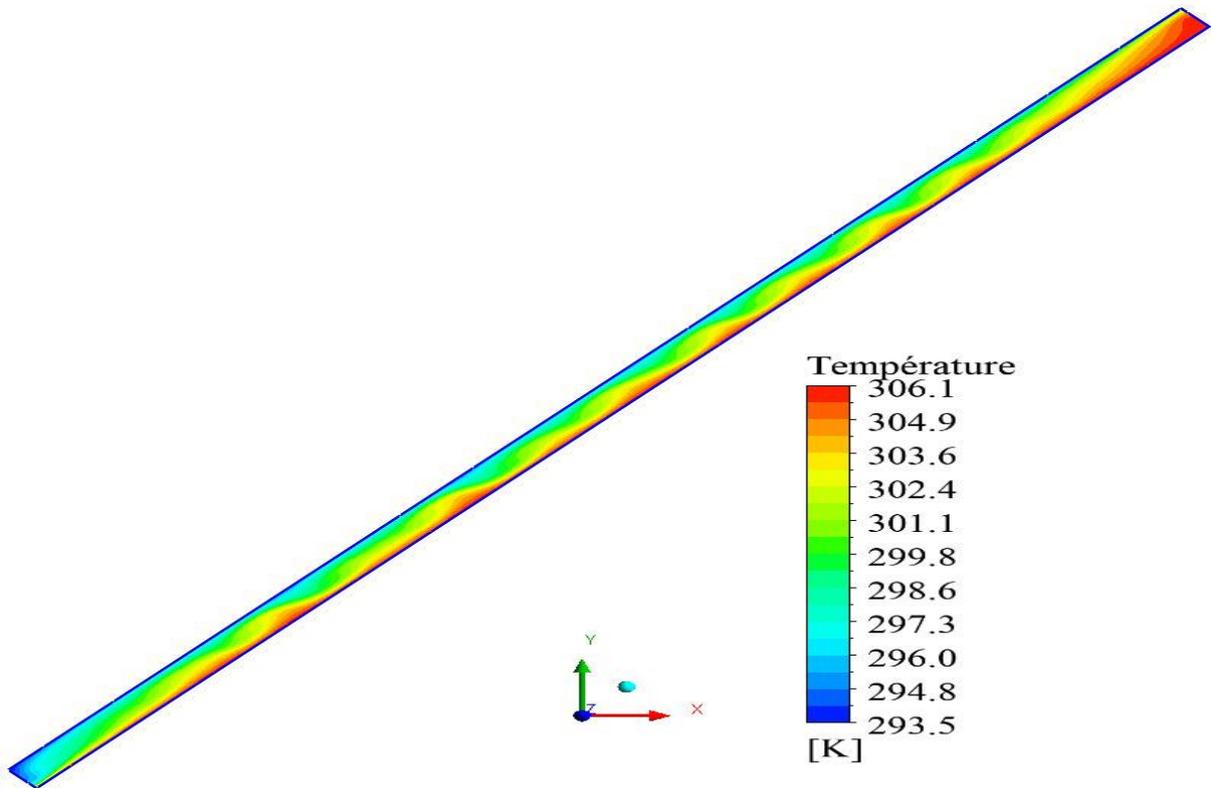


Figure IV.15 Contours des températures pour une épaisseur de la lame d'air $e=24$ mm

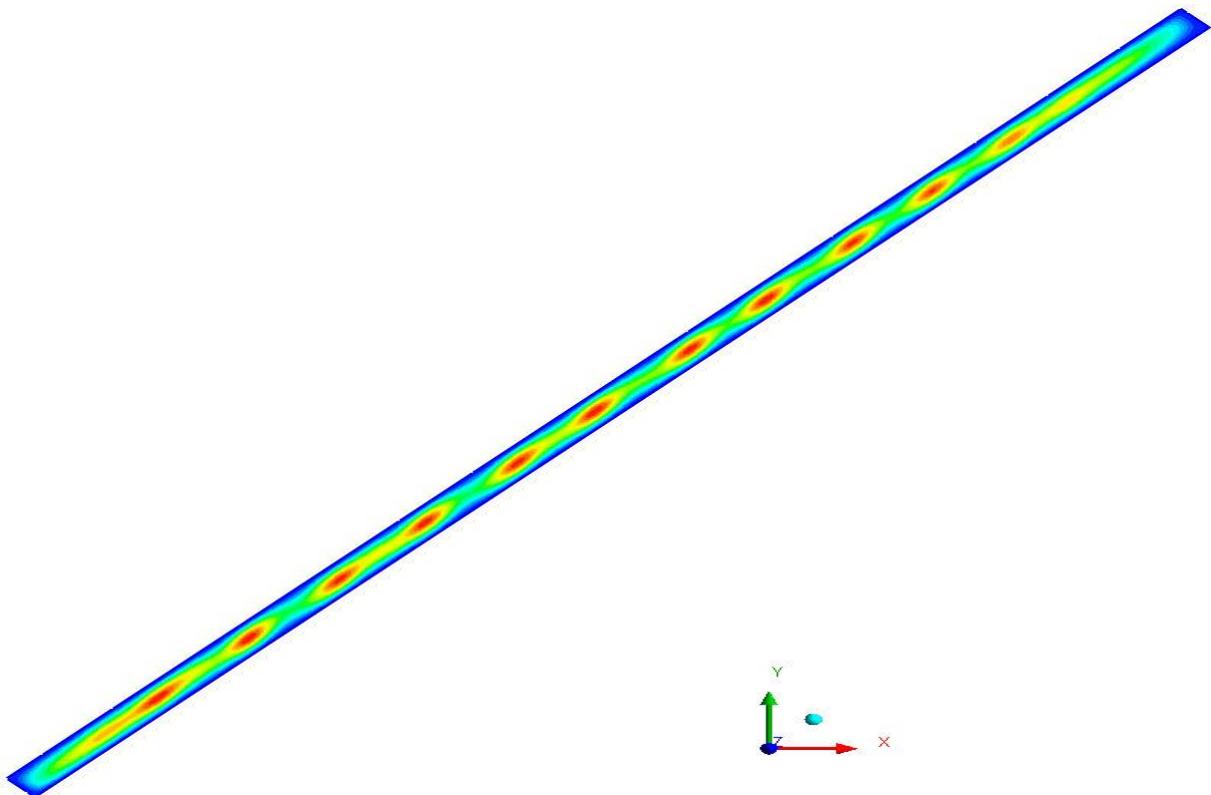


Figure IV.16 Contours des lignes de courant pour une épaisseur de la lame d'air $e=24$ mm

Épaisseur de la lame $e=25$ mm :

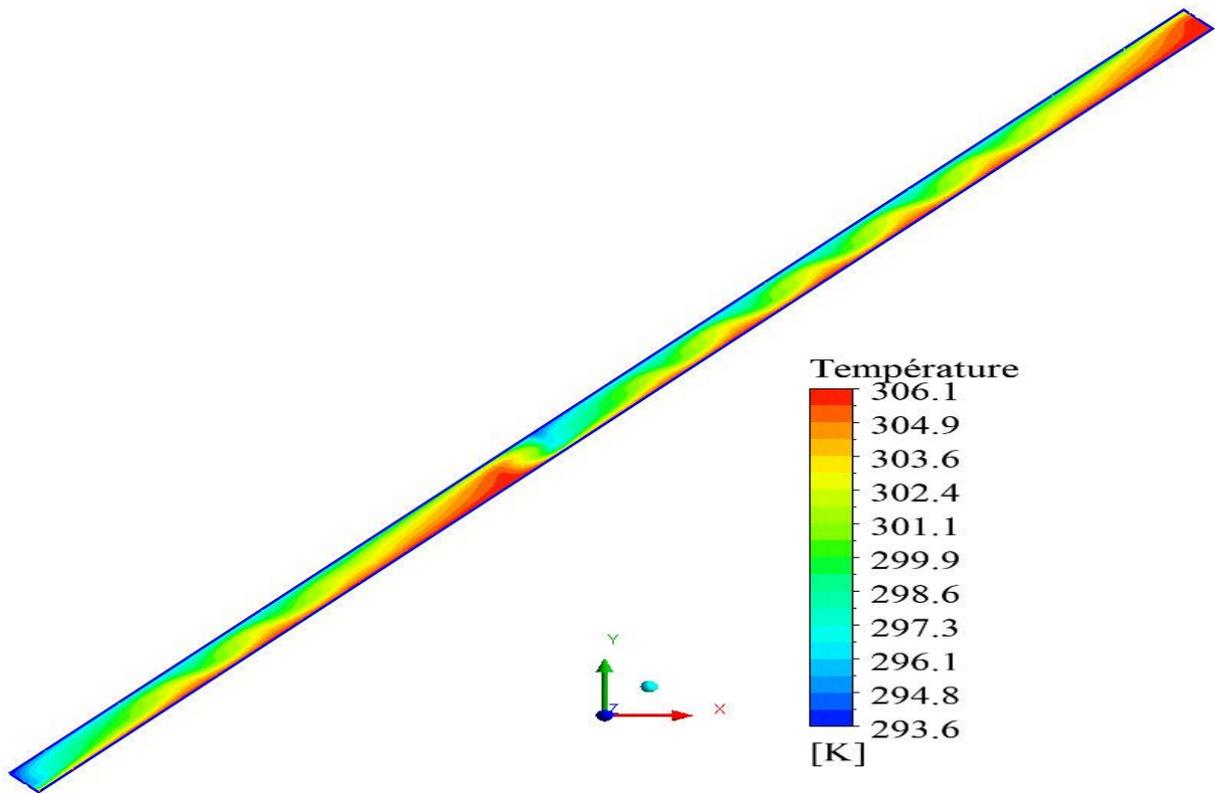


Figure IV.17 Contours des températures pour une épaisseur de la lame d'air $e=25$ mm

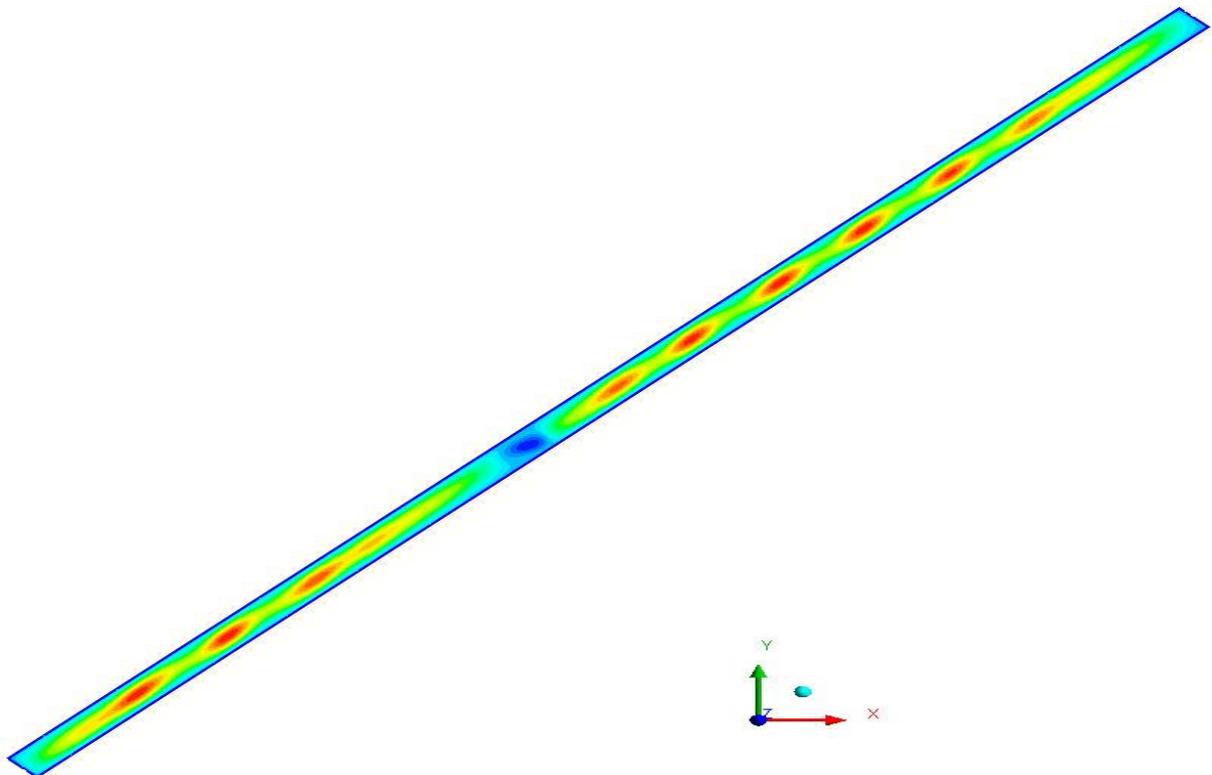


Figure IV.18 Contours des lignes de courant pour une épaisseur de la lame d'air $e=25$ mm

Epaisseur de la lame $e=30$ mm :

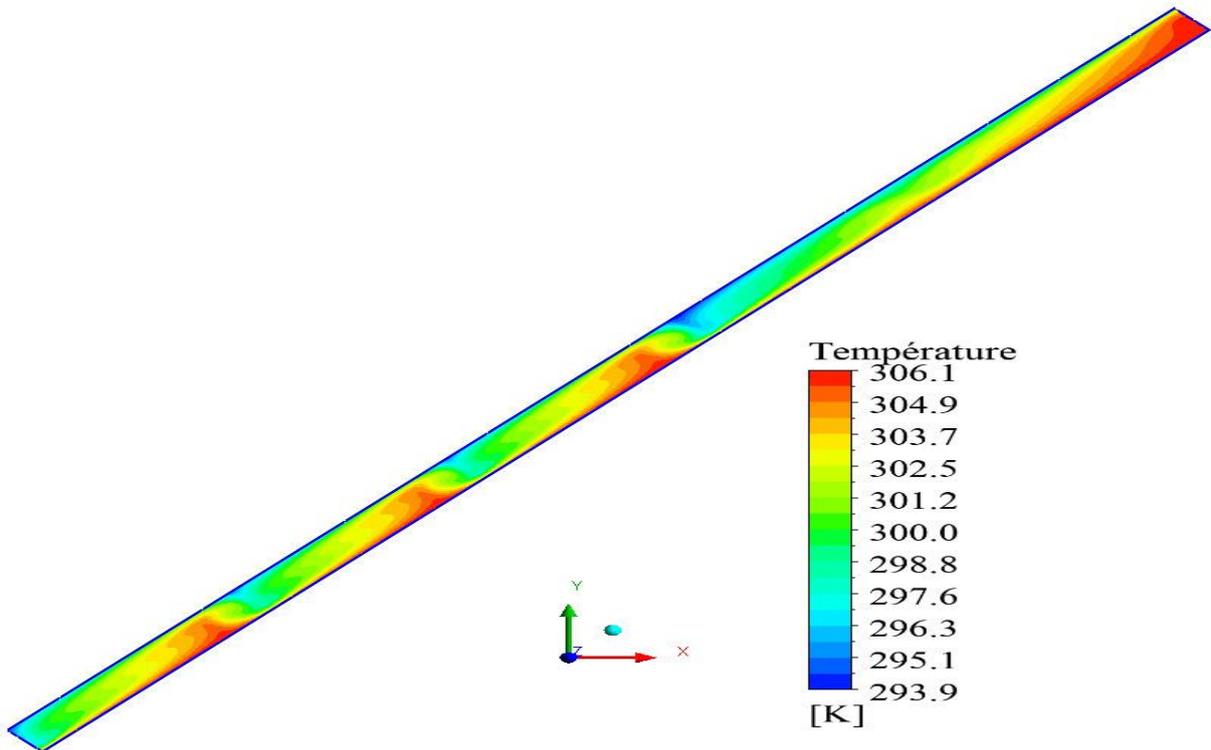


Figure IV.19 Contours des températures pour une épaisseur de la lame d'air $e=30$ mm

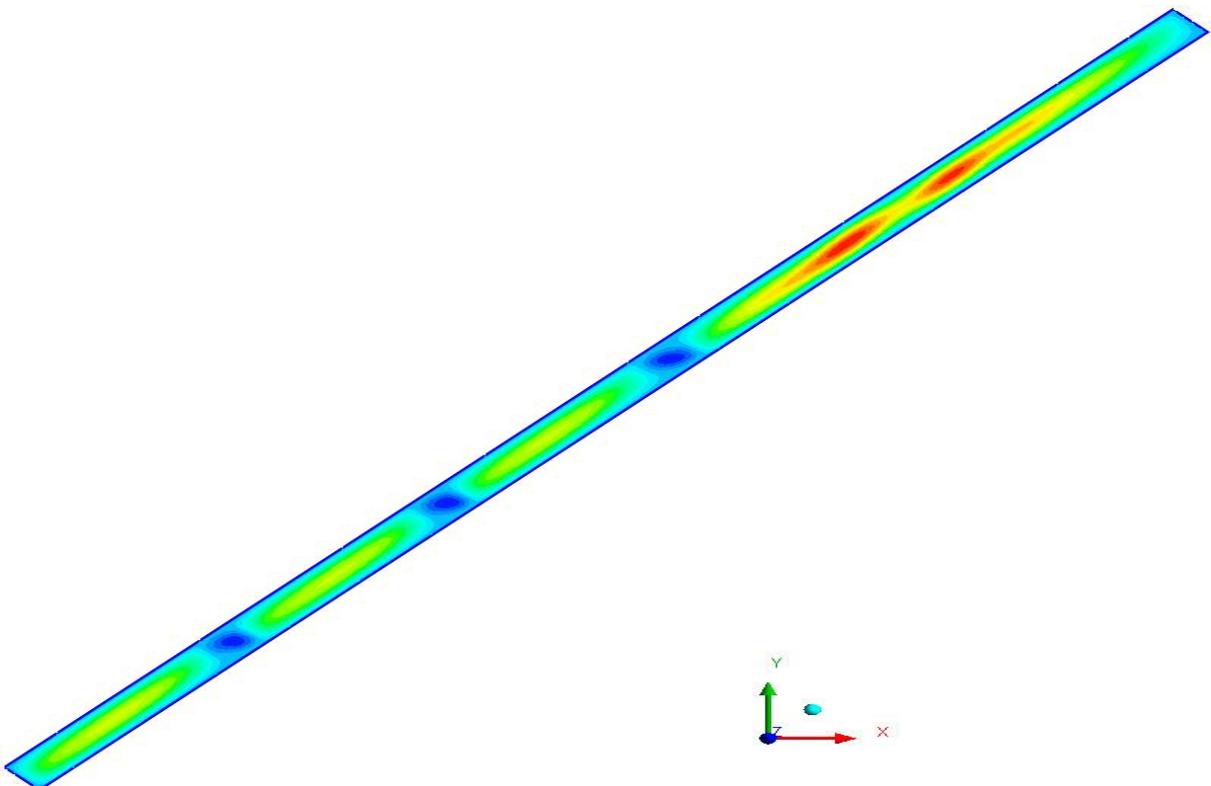


Figure IV.20 Contours des lignes de courant pour une épaisseur de la lame d'air $e=30$ mm

IV.8.2 Grandeurs caractéristiques du transfert thermique dans la lame d'air :

Les valeurs caractéristiques du transfert thermique dans la lame d'air obtenues pour différentes valeurs de l'épaisseur de cette dernière sont rassemblées dans le tableau IV.3.

e [m]	q [W/m ²]	Température [K]	h [W/m ² .K]	Nu	Ra
0,005	26,8881	300,9134	5,14004703	1,00000915	70,56573237
0,010	19,9129	298,4223	2,57865634	1,00336823	833,3584882
0,015	16,0814	297,0539	1,76901415	1,03249853	3310.98447
0,017	15,0993	296,7031	1,59926494	1,05787953	5005.805598
0,020	14,843	296,6126	1,55719217	1,2118227	8229.250497
0,021	14,73	296,5742	1,5391367	1,25766034	9564.763894
0,022	14,71	296,5655	1,5356509	1,31456498	11007.25515
0,023	14,49	296,4858	1,50020189	1,34259313	12682.15343
0,024	14,49	296,47	1,49775182	1,39867874	14432,88237
0,025	15,49	296,8431	1,6653407	1,61998123	15 684.0842
0,030	17,3842	297,5193	2,01551268	2,35273854	27102.0975

Tableau IV.3 Variables caractéristiques du transfert thermique dans la lame d'air en fonction de l'épaisseur e

IV.8.3 Influence de l'épaisseur e sur le coefficient d'échange h de la lame d'air

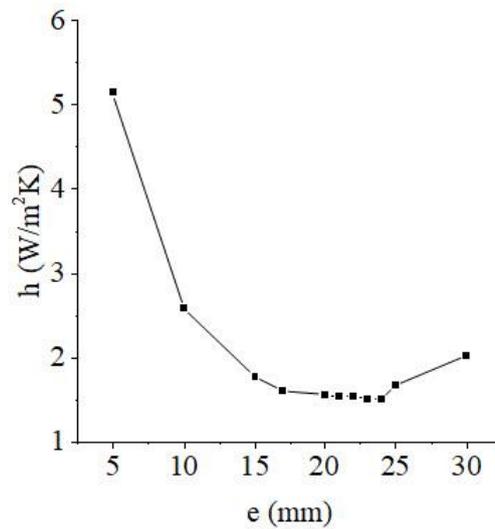


Figure IV.21 Evaluation du coefficient d'échange h en fonction de l'épaisseur e

IV.8.4 Influence de l'épaisseur e sur le nombre de Nusselt

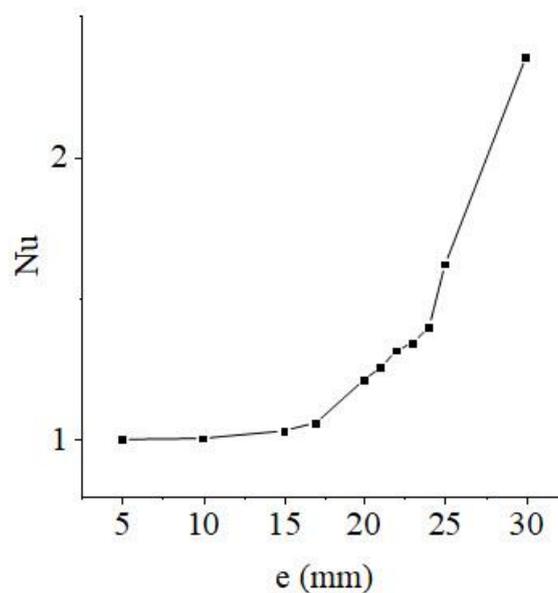


Figure IV.22 Evaluation du nombre du Nusselt en fonction de l'épaisseur e

IV.7 Discussion des résultats :

Les résultats de la simulation de l'écoulement dans la lame d'air à l'aide du logiciel FLUENT montre que pour les épaisseurs 5, 10 et 15 mm, une cellule est observée dans la cavité avec un écoulement remontant le long de la paroi chauffée et descendant le long de la paroi plus froide, les figures IV.7, IV.8, IV.9, IV.10, IV.11 et IV.12 donnent les températures et les lignes de courant dans une coupe dans le plan (xoy), cet écoulement met en évidence la présence d'un régime unicellulaire dans la cavité. Par ailleurs, les valeurs du nombre de Nusselt correspondant à ces épaisseurs sont très proches de l'unité (voir tableau IV.3), ce qui prouve que le mode de transfert thermique dans ces cas est essentiellement conductif et toute augmentation de l'épaisseur entraîne une diminution du coefficient d'échange h (voir figure IV.21).

Pour les épaisseurs 20 et 24 mm, nous avons visualisé sur les figures IV.13, IV.14, IV.15 et IV.16 les contours des isothermes et des lignes de courant obtenus par la simulation. Nous observons l'existence de courants de convection qui entraînent le fluide chaud vers la plaque supérieure (froide), ces courants proviennent de la formation de rouleaux typiques de l'instabilité de Rayleigh-Bénard. Dans ce cas, le mode de transfert prédominant est la convection en régime laminaire et toute augmentation de l'épaisseur e de la lame d'air entraîne une augmentation du nombre de Rayleigh et de Nusselt. Cependant, les résultats de la simulation montrent que le coefficient d'échange h diminue avec e . Par contre, si nous continuons d'accroître l'épaisseur de la lame d'air et notamment pour les épaisseurs 25 et 30 mm, l'écoulement perd sa périodicité et évolue vers une allure chaotique, ce comportement est mis en évidence à travers les lignes de courant et les isothermes des coupes dans un plan (xoy) (voir figures IV.17, IV.18, IV.19 et IV.20). Dans ce cas les rouleaux ne sont plus très clairement identifiés, nous assistons à des fusions et des dislocations qui traduisent la transition vers un régime non laminaire. On remarque que dans ce cas aussi les nombres de Rayleigh et de Nusselt augmentent avec e et que contrairement au cas précédents, h se remet à augmenter avec e .

Les résultats de la figure IV.21 montrent que la valeur minimale de h est obtenue pour $e = 24$ mm

IV.8 Conclusion :

Les résultats numériques présentés dans ce chapitre montrent que l'intensité de la convection naturelle dépend de l'épaisseur de la lame d'air. En effet, l'accroissement de cette épaisseur fait évoluer le transfert convectif d'un écoulement monocellulaire à un écoulement avec des rouleaux longitudinaux réguliers et qui finit pour des épaisseurs encore plus grandes par un écoulement stationnaire d'allure chaotique.

Par ailleurs, les résultats de la simulation montrent que l'épaisseur optimale permettant de minimiser les pertes convectives à l'avant du capteur solaire plan est $e=24\text{mm}$.

Conclusion générale

Ce mémoire constitue une contribution à l'étude des capteurs solaires thermiques plans. Ces derniers présentent des avantages certains tels que leur robustesse et la facilité de leur utilisation. Néanmoins, le rendement de ces capteurs reste à améliorer. En effet, le bilan énergétique, d'un capteur solaire thermique plan, montre que les pertes en face avant du capteur sont très importantes. Ces pertes thermiques concernent essentiellement les transferts convectifs dans la lame d'air qui se trouve confinée entre l'absorbeur et la vitre. Ainsi, l'intérêt de ce travail est de comprendre les mécanismes d'écoulement et de transfert en convection naturelle dans cette lame d'air et ce en géométrie bidimensionnelle.

Dans ce travail, on s'est intéressé à une simulation numérique basée sur l'utilisation d'un modèle de la convection naturelle dans la lame d'air représentant la cavité entre la vitre et l'absorbeur d'un capteur solaire. Cette cavité contenant de l'air et est inclinée d'un angle de 45° . L'étude a été réalisée en tenant compte de certaines hypothèses simplificatrices, en considérant que le mouvement du fluide dans l'espace vitre-absorbeur comme stationnaire, bidimensionnel et que l'air est un fluide incompressible excepté dans l'approximation de Boussinesq.

Les simulations concernent le comportement des champs de température et des lignes de courant sous l'influence de la variation de l'épaisseur de la lame d'air de 5 à 30 mm. Ces simulations ont été effectuées sans prise en compte du rayonnement dans la lame d'air. Le logiciel de calcul utilisé pour cette étude est le CFD FLUENT, basé sur la méthode des volumes finis.

Les valeurs du coefficient du transfert thermique, des nombres de Rayleigh et de Nusselt ont été calculées pour tous les cas étudiés.

Les résultats obtenus montrent la forte influence de l'épaisseur de la lame d'air sur le régime d'écoulement. Les configurations d'écoulement rencontrées sont complexes. Ainsi pour les faibles épaisseurs, l'écoulement est unicellulaire et il devient multicellulaire pour les grandes épaisseurs. Ainsi, nous avons montré que l'accroissement de l'épaisseur peut à partir d'une certaine valeur favoriser l'intensification de la convection (régime turbulent) et donc les pertes thermiques par la face avant du capteur solaire.

Par ailleurs, les résultats de la simulation ont mis en évidence une épaisseur optimale de la lame d'air permettant de minimiser les pertes convectives avant du capteur solaire plan et par conséquent maximiser son rendement. Sa valeur dans ce cas est de 24 mm.

Référence bibliographique

- [1] Edwards, D.K. Capteurs solaires. Edition SCM. Paris (1979).
- [2] Samuel Bragard. De l'étude à réalisation de projets en développement durable, Energie 2030 Agence s.a. 087/632 444p.
- [3] Ben Slama, R. The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer, Solar Energy 81, 139–149p (2007)
- [4] Patankar, S.V, Liu, C.H. and Sparrow, E.M. Fully developed flow and heat transfer in ducts having stream wise-periodic variations of cross-sectional area", Journal of Heat Transfer, Vol. 99, pp. 180-6 (1977).
- [5] Kellar, K. M, Patankar, S. V. Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins, Journal of heat transfer. 109, pp. 25-30(1987)
- [6] DGS, Solar thermische Anlagen, Berlin, 2001
- [7] Bemmerl, C, Durst, F, McEligot, DM. Numerical study of fluid flow and heat transfer in a parallel plate channel with baffles, Journal of Heat Transfer, pp. 106-743 (1984).
- [8] Cheng Chin-Hsiang and Huang Wen-Hsiung. Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays", International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 34, Issue 11, pp. 2739-2749 (1991)
- [9] N, Bellel. Etude des transferts thermiques le long d'un tube cylindrique appliquée à deux géométries ; thèse de doctorat, Université de Constantine. (2004).
- [10] A, Degionanni. Techniques de l'ingénieur, conduction, BE8200. (1981).
- [11] M, E, A, Bekkouche. Modelisation du comportement thermique de quelques dispositifs solaires; thèse de doctorat, Université de Tlemcen. (2009).
- [12] J, P, Petit. Techniques de l'ingénieur, notions de transferts thermiques par convection, A1540. (1979).
- [13] McAdams, W. H.: Heat Transmission, 3rd edition. McGraw-Hill, New York. 1954. pp 249.
- [14] U, Eiker. Solar technologies for buildings, John Wiley sans Sons, England. (2001).

Référence bibliographique

- [15] Watmuff J.H., Charters, W.W.W, Proctor, D.: Solar and wind induced external coefficients for solar collectors, *Int. Revue d'Hellio-technique* 2(1977) pp 56.
- [16] Sparrow, E. M., Tien, K. K.: Forced convection heat transfer at an inclined and yawed square plate, application to solar collectors. *J.Heat Transfer* 99(1077) 507-512.
- [17] Sparrow, E. M., Lau, S. C.: Effect of adiabatic co-planar extension surfaces on wind-related solar-collector heat transfer coefficient. *J.Heat Transfer* 103(1981) 268-271
- [18] Incropera, F. P., DeWitt, D. P.: *Fundamentals of heat and mass transfer*, 4th edition, Wiley, New York, 1996.
- [19] Duffie, J. A., Beckman, W. A.: *Solar Engineering of Thermal Processes*. 3rd edition, Wiley et Sons, Inc., 2006.
- [20] Hollands. K.G. T, Unny. T. E, Raithby et L. Konicek: Free convective heat transfer across inclined air layers. *J. Heat Transfer* 98(1976) 189-193.
- [21] S, Kalogirou. *Solar energy engineering: processes and systems*, Elsevier. (2009).
- [22] Randall. K. R, Mitchell. J.W et El-Wakil. M. M: Natural convection heat transfer characteristics of flat-plate enclosures. *J. Heat Transfer* 101(1979) 120-125.
- [23] A, Sfeir ; G, Guarracino. *Ingénierie des systèmes solaires*, Technique et Documentation, Paris. (1981).
- [24] EN 6946. *Building components and building elements - Thermal resistance and thermal transmittance - calculation method* 1996.
- [25] Swinbank, W., C.: Long-wave radiation from clear skies. *Quarterly Journal of Royal Meteorological Society* 89(1963) 339-348.
- [26] A, Labed; N, Moummi; K, Aoués; M, Zellouf; A, Moummi. Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle, *Revue des Energies Renouvelables*, Vol 12, n° 4, p 551-561. (2009).
- [27] Samy M. El Sherbiny. Free convection in inclined air layers heated from above. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 39 (1996) 3925-3930
- [28] F.Z. Ferahta , S. Bougoul, M. Médale et C. Abid. Numerical Study of the Convection in the Air Gap of a Solar Collector, *Energy Procedia* 6 (2011) 176–184.
- [29] Ding Yun, Yang Qing, Gao Meng Li et Cui Yong Liang. Numerical simulation investigation on the optimum air layer spacing between absorber and glass cover in flat plate

Référence bibliographique

solar collectors with small convective heat loss, international conference on Energy and environment technology.(2009)

[30] T Basak, S. Roy et A.R. Balakrishnan. Effects of thermal boundary conditions on natural convection flows within a square cavity

[31] Moghtada Mobed. Conjugate natural convection in a square cavity with finite thickness horizontal walls, International Communications in Heat and Mass Transfer 35 (2008) 503–513

[31] Taourit Farida, Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide Dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le Cas avec ailettes), Mémoire de Master, Université Abou Bakr Belkaid, Tlemcen, (2013).

[32] Muriel Regard. "Contribution à l'étude des mouvements d'air dans le bâtiment à l'aide d'un code de champ : application a la ventilation naturelle d'un local par une ou deux grandes ouvertures". L'institut national des sciences appliquées de Lyon, France, (1996).

[33] FERAHTA FATIMA ZOHRA, étude de transfert thermique dans la lame d'air d'un capteur solaire, thèse de doctorat, 16 Décembre 2012.125p