

République Algérienne Démocratique et Populaire  
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



UNIVERSITE MOHAMED SEDDIK BEN YAHIA - JIJEL

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique



Mémoire de fin d'études  
présenté  
en vue de l'obtention du diplôme de

**Master**

Filière : Génie Mécanique

Option : Energétique

**Thème**

**Étude numérique des performances d'un capteur  
solaire plan à eau**

Devant le jury :

Président : P<sup>r</sup> M. KEMIHA

Encadrant : D<sup>r</sup> A. LAISSAOUI

Examineur : D<sup>r</sup> A. GHELLAB

Présenté par :

Bourouaiah Yassine

Kimouche Fouaz

*Promotion 2021*

## *Remerciements*

En premier lieu, nous tenons à remercier Dieu, notre créateur de nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Nous tenons à remercier notre encadrant Dr. LAISSAOUI Aïda pour son grand soutien et ses conseils considérables.

Nos remerciements s'adressent également aux membres du jury qui ont accepté d'évaluer notre travail et nous honorés par leur présence.

Nous remercions également tous les enseignants du département de Génie Mécanique.

## Dédicace

Je remercie *ALLAH* le tout puissant clément et Miséricordieux de m'avoir aidé à réaliser ce modeste travail, ensuite je remercie infiniment mes parents, qui m'ont encouragé et aidé à arriver à ce stade de formation.

Je dédie ce modeste travail à ma très chère mère, qui m'a accompagné durant les moments les plus pénibles de ce long parcours de mon éducation. Mes chers parents qui sont la source éternelle de mon bonheur, et qui nous ont donné la volonté, l'espoir, le courage et la patience d'aller plus loin. Que dieu les garde toujours en bonne santé.

- A mon binôme Fouaz qui a partagé avec moi ce travail.
- Je dédie à toute ma famille sans exception.
- A tout la promotion de 2<sup>ème</sup> année master (Génie Mécanique option énergétique).

*BOUROUAJAH Yassine*

## Dédicace

Je tiens, avec grand plaisir, de dédier ce modeste travail :

à l'être le plus chère de ma vie, mon exemple éternel qui m'a toujours aidé et encouragé durant mes années d'étude et qui s'est toujours sacrifié pour me voir réussir ; je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous m'avez porté depuis mon enfance, que dieu te garde dans son vaste paradis, à toi *ma chère mère*, tu me manques ;

à celui qui a fait de moi un homme, *mon chère père* ;

à ma famille ;

au petit enfant Mohammed ;

à mes amis et mes collègues de l'Université de Mohammed Seddik Ben-Yahia de Gijel.

*KJMOUCHE Fouaz*

# Sommaire

Introduction générale.....	1
Objectif et contexte du mémoire.....	4

## Chapitre I : Généralités

I. 1. Introduction.....	5
I. 2. Les capteurs solaires thermiques.....	5
I. 2. 1. Types de capteurs.....	5
a. Capteurs plans non vitrés .....	5
b. Capteurs plans vitrés.....	6
c. Capteurs à tubes sous vide .....	6
d. Capteurs à concentration .....	6
I. 2. 2. Constituants du capteur solaire plan à eau (FPSC).....	8
a. Vitrage .....	8
b. Plaque absorbante .....	8
c. Fluide caloporteur .....	8
e. L'isolation thermique.....	9
e. Coffre .....	9
I. 2. 3. Les paramètres caractérisant le fonctionnement d'un capteur plan .....	9
a. Les paramètres externes .....	9
b. Les paramètres internes .....	10
I. 3. Gisement solaire .....	10
I. 3. 1. Description du soleil .....	10
I. 3. 2. Les coordonnées géographiques .....	10
a. La latitude du lieu ( $\varphi$ ) .....	10
b. La longitude du lieu ( $\lambda$ ) .....	10
c. L'altitude ( $Z$ ) .....	10
I. 3. 3. Les coordonnées équatoriales (horaires) .....	11

a. Déclinaison du soleil ( $\delta$ ) .....	11
b. Angle horaire ( $h$ ) .....	11
I. 3. 4. Les coordonnées horizontales .....	12
a. Hauteur angulaire du soleil ( $\alpha$ ) .....	12
b. Azimut du soleil ( $Z_s$ ) .....	12
c. Distance zénithale ( $\phi$ ) .....	12
I. 3. 5. Paramètres du temps solaire .....	13
a. Angle horaire du coucher de soleil ( $h$ ) .....	13
b. Angle d'incidence .....	13
c. Temps solaire .....	13
I. 3. 6. Orientation d'un plan et l'angle d'incidence sur un plan .....	13
a- L'inclinaison du plan ( $\beta$ ) .....	13
b- L'azimut du plan (déviaton azimuthale) $z$ .....	14
c- Angle d'incidence sur un plan $\theta$ .....	14
I. 3. 7. Les aspects énergétiques du rayonnement solaire .....	15
a. Rayonnement solaire .....	15
b- Irradiation journalière.....	16
c- Atténuation du rayonnement solaire par l'atmosphère.....	16
I. 3. 8. Flux radiatifs .....	17
a. Emissivité .....	17
b. Absorptivité .....	17
c. Transmissivité .....	17
I. 3. 9. Mesure du rayonnement solaire .....	18
a. Pyrhéliomètre .....	18
b. Pyranomètre réfléchi .....	18
c. Pyranomètre .....	18
I. 4. Conclusion .....	18

## Chapitre II : Modélisation mathématique

II. 1. Introduction .....	19
II. 2. Géométrie du domaine d'étude .....	19
II. 3. Bilan énergétique du capteur .....	22
II. 3. 1. Hypothèses .....	22
II. 3. 2. Bilan thermique des différentes parties du capteur .....	23
a. La vitre .....	23
b. La cavité entre la vitre et l'absorbeur .....	24
c. L'absorbeur .....	24
d. L'isolation .....	25
e. Le fluide caloporteur .....	25
II. 4. Pertes thermiques du capteur .....	26
II. 4. 1. Les pertes de la haute partie du capteur .....	27
a. Echange de chaleur entre le vitrage et le milieu extérieur .....	27
b. Echange de chaleur entre le vitrage et l'absorbeur .....	27
II. 4. 2. Les pertes de la basse partie du capteur.....	28
II. 5. Etude thermique de l'absorbeur .....	29
II. 5. 1. Profil de température de l'absorbeur .....	29
II. 5. 2. Efficacité de l'ailette .....	30
II. 5. 3. Efficacité de l'absorbeur .....	30
II. 6. Distribution de la température dans la direction du flux .....	30
II. 6. 1. Profil de température du fluide .....	30
II. 6. 2. Température moyenne du fluide .....	31
II. 6. 3. Flux utile .....	31
II. 6. 4. Coefficient de transfert convectif .....	31
II. 6. 5. Facteur de conductance du capteur $F_R$ et facteur de débit $F''$ .....	32
II. 7. Rendement du capteur plan .....	32
II. 8. Comportement hydrodynamique du fluide caloporteur .....	32
II. 8. 1. Profil de vitesse .....	32
II. 8. 2. Perte de charge (facteur de friction et coefficient de frottement) .....	33
II. 9. Organigramme du modèle de calcul .....	34
II. 10. Conclusion .....	35

## Chapitre III : Résultats et discussion

III. 1. Introduction .....	36
III. 2. Validation du modèle .....	36
III. 3. Influence des paramètres opérationnels sur le champ thermique.....	36
III. 3. 1. Influence des paramètres externes .....	36
III. 3. 1. 1. Influence du rayonnement solaire global.....	38
III. 3. 1. 2. Influence avec la température ambiante .....	40
III. 3. 1. 3. Influence de la vitesse du vent .....	42
III. 3. 2. Influence des paramètres internes .....	44
III. 3. 2. 1. Influence des propriétés optiques de la vitre.....	44
III. 3. 2. 2. Influence de la distance entre la vitre et l'absorbeur.....	45
III. 3. 2. 3. Influence du matériau de l'absorbeur.....	47
III. 3. 2. 4. Influence des dimension des tubes .....	49
III. 3. 2. 5. Influence des propriétés thermo-physiques de l'isolant.....	50
III. 3. 2. 6. Influence de l'épaisseur de l'isolant.....	52
III. 3. 2. 7. Influence du débit massique du fluide .....	54
III. 3. 2. 8. Influence de la température d'entrée du fluide .....	57
III. 3. 2. 9. Influence de l'inclinaison .....	59
III. 4. Influence des paramètres opérationnels sur les pertes de charges.....	61
III. 4. 1. Effet du débit massique .....	61
III. 4. 2. Effet du diamètre des tubes .....	61
III. 5. 3. Effet de l'inclinaison du capteur .....	62
III. 5. Conclusion .....	63
<b>Annexe</b>	
A. Propriétés thermiques et optiques des matériaux de capteur.....	63



# *LISTE DES FIGURES*

## **Chapitre I**

<b>Figure I.1</b> : Capteur plan vitré .....	6
<b>Figure I.2</b> : Capteur à tubes sous vide.....	6
<b>Figure I.3</b> : Les capteurs à concentration .....	7
<b>Figure I.4</b> : Les composants du capteur solaire .....	8
<b>Figure I.5</b> : Coordonnées terrestres .....	11
<b>Figure I.6</b> : Révolution de la terre autour du soleil .....	11
<b>Figure I.7</b> : Définition des coordonnées équatoriales .....	12
<b>Figure I.8</b> : Système de coordonnées horizontales .....	12
<b>Figure I.9</b> : Angle d'inclinaison d'un capteur solaire .....	14
<b>Figure I.10</b> : Chemin solaire .....	14
<b>Figure I.11</b> : Diagramme des angles solaires .....	14
<b>Figure I.12</b> : Description schématiques des composantes du rayonnement solaire .....	15
<b>Figure I.13</b> : Irradiance spectrale .....	16
<b>Figure I.14</b> : Spectre du rayonnement atmosphérique .....	16
<b>Figure I.15</b> : Emission monochromatique du corps noir .....	17

## **Chapitre II**

<b>Figure II. 1</b> : Partie du capteur plan liée à un tube .....	19
<b>Figure II. 2</b> : La géométrie du problème .....	19
<b>Figure II. 3</b> : Schéma du modèle de capteur solaire à plaque plane .....	22
<b>Figure II.4</b> : Le transfert de chaleur 1-D à travers le couvercle .....	23
<b>Figure II.5</b> : Le transfert de chaleur 1-D à travers la cavité .....	24
<b>Figure II.6</b> : Transfert thermique 1-D à travers l'absorbeur .....	24
<b>Figure II.7</b> : Transfert thermique 1-D dans l'isolant .....	25
<b>Figure II.8</b> : Bilan d'énergie dans un volume de contrôle du fluide dans le capteur plan... ..	25
<b>Figure II.9</b> : Pertes de chaleur typiques d'un capteur solaire plan.....	26
<b>Figure II.10</b> : Circuit électrique équivalent relatif au capteur solaire plan .....	27
<b>Figure II.11</b> : Schéma en coupe de l'absorbeur .....	29
<b>Figure II.12</b> : Schéma électrique de l'absorbeur .....	30
<b>Figure II.13</b> : Organigramme du modèle de calcul .....	34

### Chapitre III

<b>Figure III. 1:</b> Validation du modèle développé (b) avec les résultats de Karanth (a).....	37
<b>Figure III. 2:</b> Variation temporelle des différentes puissances mise en jeu dans le capteur...	38
<b>Figure III. 3:</b> Variation de la température de sortie avec l'intensité du rayonnement .....	39
<b>Figure III. 4 :</b> Variation du coefficient de convection global avec l'intensité du rayonnement .....	40
<b>Figure III.5 :</b> Variation du rendement thermique avec l'intensité du rayonnement .....	40
<b>Figure III.6 :</b> Variation de la température de sortie avec la température ambiante .....	41
<b>Figure III.7 :</b> Variation du coefficient de convection global avec la température ambiante ..	41
<b>Figure III.8 :</b> Variation du rendement thermique avec la température ambiante .....	42
<b>Figure III.9 :</b> Variation de la température de sortie avec la vitesse du vent .....	43
<b>Figure III.10 :</b> Variation du coefficient de convection global avec la vitesse du vent .....	43
<b>Figure III.11 :</b> Variation du rendement thermique avec la vitesse du vent.....	44
<b>Figure III.12 :</b> Variation de la température de sortie avec les propriétés optiques de la vitre .....	45
<b>Figure III.13 :</b> Variation du coefficient de convection global avec les propriétés optiques de la vitre.....	45
<b>Figure III.14 :</b> Variation du rendement du capteur avec les propriétés optiques de la vitre .....	46
<b>Figure III.15 :</b> Variation de la température de sortie avec la distance entre la vitre et l'absorbeur .....	46
<b>Figure III.16 :</b> Variation du coefficient de convection global avec la distance entre la vitre et l'absorbeur .....	47
<b>Figure III.17 :</b> Variation du rendement thermique avec la distance entre la vitre et l'absorbeur .....	47
<b>Figure III.18 :</b> Variation de la température de sortie avec le matériau de l'absorbeur .....	48
<b>Figure III.19 :</b> Variation du coefficient de convection global avec le matériau de l'absorbeur .....	49
<b>Figure III.20 :</b> Variation du rendement thermique du capteur avec le matériau de l'absorbeur .....	49
<b>Figure III.21 :</b> Variation de la température de sortie avec le diamètre interne des tubes .....	50
<b>Figure III.22 :</b> Variation du coefficient de convection global avec le diamètre interne des tubes .....	50

<b>Figure III.23</b> : Variation du rendement thermique du capteur avec le diamètre interne des tubes .....	51
<b>Figure III.24</b> : Variation de la température de sortie avec le diamètre interne des tubes .....	52
<b>Figure III.25</b> : Variation du coefficient de convection global avec les propriétés thermo-physique et optique de l'isolant.....	52
<b>Figure III.26</b> : Variation du rendement thermique avec les propriétés thermo-physique et optique de l'isolant .....	53
<b>Figure III.27</b> : Variation température de sortie avec l'épaisseur de l'isolant.....	53
<b>Figure III.28</b> : Variation du coefficient de convection global avec l'épaisseur de l'isolant .....	54
<b>Figure III.29</b> : Variation du rendement thermique avec l'épaisseur de l'isolant .....	54
<b>Figure III.30</b> : Variation de l'écart entre la température $T_p-T_f$ pour différentes valeurs de débit massique .....	55
<b>Figure III.31</b> : Variation de la température de sortie avec le débit massique .....	56
<b>Figure III.32</b> : Variation du coefficient de convection global avec le débit massique .....	57
<b>Figure III.33</b> : Variation du rendement thermique avec le débit massique du fluide .....	57
<b>Figure III.34</b> : Variation de la température de sortie avec la température d'entrée du fluide .....	58
<b>Figure III.35</b> : Variation du coefficient de convection global avec la température d'entrée du fluide .....	58
<b>Figure III.36</b> : Variation du rendement thermique avec la température d'entrée du fluide...	59
<b>Figure III.37</b> : Variation de la température de sortie avec l'inclinaison du capteur .....	59
<b>Figure III.38</b> : Variation de l'intensité du rayonnement solaire global avec l'inclinaison du capteur .....	60
<b>Figure III.39</b> : Variation du coefficient de convection global avec l'inclinaison du capteur .....	60
<b>Figure III.40</b> : Variation du rendement thermique avec l'inclinaison du capteur .....	61
<b>Figure III.41</b> : Variation du coefficient de frottement avec le débit massique .....	62
<b>Figure III.42</b> : Variation du coefficient de frottement avec le diamètre interne des tubes.....	62
<b>Figure III.43</b> : Variation du coefficient de frottement avec l'angle d'inclinaison du capteur	62

# *Liste des tableaux*

## **Chapitre I**

<b>Tableau I. 1:</b> Classification des différents milieux selon leur comportement avec le rayonnement thermique .....	17
--	----

## **Chapitre II**

<b>Tableau II. 1 :</b> Données géométriques associées au capteur plan .....	20
<b>Tableau II. 2 :</b> Propriétés thermo-physiques de la vitre .....	20
<b>Tableau II. 3 :</b> Propriétés thermo-physiques de l'absorbeur .....	21
<b>Tableau II. 4 :</b> Propriétés thermo-physiques de l'isolant .....	21

## **Annexe**

<b>Tableau A. 1 :</b> Propriétés thermiques et optiques des matériaux de la plaque absorbante.....	65
<b>Tableau A. 2 :</b> Propriétés thermiques et optiques des matériaux de vitrage.....	65
<b>Tableau A. 3 :</b> Propriétés thermiques des matériaux qui servent d'isolant.....	66

## *Nomenclature*

Symboles	Désignation	Unité
$\frac{dU}{dt}$	Taux d'énergie interne échangée par unité de surface	[W/m <sup>2</sup> ]
$I$	Intensité du rayonnement solaire par unité de surface	[W/m <sup>2</sup> ]
$\phi_{r,p}$	Intensité du rayonnement solaire absorbé	[W/m <sup>2</sup> ]
$\varphi_{cd}$	Densité de flux conductif	[W/m <sup>2</sup> ]
$\varphi_r$	Densité de flux radiatif	[W/m <sup>2</sup> ]
$\varphi_p$	La densité de flux de chaleur perdu	[W/m <sup>2</sup> ]
$U_p$	Coefficient de pertes globales	[W/ (m <sup>2</sup> .K)]
$h_c$	Coefficient d'échange par convection	[W/ (m <sup>2</sup> .K)]
$h_r$	Coefficient d'échange par rayonnement	[W/ (m <sup>2</sup> .K)]
$q_{mf}$	Débit massique dans chaque tube	[kg/s]
$k$	Conductivité thermique	[W/ (m.K)]
$C_p$	Capacité calorifique massique	[J/(kg.K)]
$L$	Longueur de l'absorbeur	[m]
$l$	Largeur du capteur	[m]
$w$	Pas des tubes	[m]
$D_i$	Diamètre interne des tubes	[m]
$T_{fm}$	Température moyenne du fluide	[K]
$T_f$	Température locale du fluide	[K]
$Q_u$	Flux thermique utile	[W]
$R$	Résistance thermique	[(m <sup>2</sup> .K)/ W]
$g$	Accélération gravitationnelle	[m/s <sup>2</sup> ]
$V_{vent}$	La vitesse du vent	[m/s]
$Nu$	Nombre de Nusselt	/

$Ra$	Nombre de Rayleigh	/
$Re$	Nombre de Reynolds	/
$Pr$	Nombre de Prandtl	/
$F'$	Efficacité de l'absorbeur	/
$F_R$	Facteur de conductance du capteur	/
$F''$	Facteur de débit	/
$f$	Facteur de friction	/
$C_f$	Coefficient de frottement	/
$u_m$	Vitesse moyenne du fluide caloporteur	/
$S$	Section des tubes	[m <sup>2</sup> ]

Symboles grecs	Designation	Unité
$\alpha_p$	Coefficient d'absorption du vitrage	/
$\beta$	Angle d'inclinaison de capteur	°
$\rho$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\kappa$	diffusivité thermique	[m <sup>2</sup> /s]
$\tau_v$	Coefficient de transmission de l'absorbeur	/
$\mu$	Viscosité dynamique	[kg/(m. s)]
$\nu$	Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]
$\delta$	Epaisseur	[m]
$\varepsilon$	Emissivité	/
$\zeta$	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/(m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> )]
$\tau_p$	Contrainte pariétale	[kg/(m. s)]
$\eta_0$	Rendement optique	/
$\eta$	Rendement thermique	/

Indices	Designation
<i>v</i>	Vitrage
<i>p</i>	Absorbeur
<i>f</i>	Fluide
<i>is</i>	Isolant
<i>a</i>	Ambiant
<i>h</i>	Haut
<i>b</i>	Bas
<i>e</i>	Entrée
<i>s</i>	Sortie
<i>u</i>	Utile
<i>m</i>	Moyenne



## **Introduction générale**



L'augmentation de la demande énergétique mondiale et l'utilisation de sources d'énergie non renouvelables comme les combustibles fossiles ont réduit la disponibilité de ces sources et ont produit une situation économique difficile pour les états, des conditions de vie sociales précaires pour les populations et de graves effets sur l'environnement. Afin de diminuer le coût élevé de ces énergies et aider à atténuer les émissions de gaz à effet de serre, il est imposé de se diriger vers les sources d'énergie renouvelables comme l'énergie solaire. Cette dernière est l'une des ressources énergétiques, les plus propres et les moins chères, qui peuvent être converties en énergie thermique et électrique. Pour cela, des recherches ont été menées sur les procédés de conversion d'énergie solaire tels que le solaire photovoltaïque et le solaire thermique.

Depuis ces trois dernières décennies, les travaux de recherche se sont concentrés sur l'amélioration des systèmes de chauffage solaire faible et moyen utilisés pour des applications domestiques et industrielles telles que le chauffage de l'eau et des locaux. Ces systèmes utilisent généralement des capteurs solaires plans. Ce composant principal, est un échangeur de chaleur qui absorbe le rayonnement solaire incident en le convertissant en chaleur, puis en transférant la chaleur à un fluide (généralement de l'eau ou de l'air) qui le traverse. Bien qu'il produise des températures pas trop élevées, il a l'avantage d'être le plus simple dans sa conception et d'avoir des coûts de maintenance inférieurs et par conséquent le plus utilisé pour les systèmes de chauffage solaire dans les secteurs résidentiel et industriel.

Pour mieux accompagner et réussir le développement de la production d'énergie solaire, l'Algérie a envisagé une stratégie axée sur la mise en valeur des ressources inépuisables comme le solaire et amorce une dynamique d'énergie verte en lançant un programme ambitieux. Le programme d'efficacité énergétique actualisé vise à réaliser des économies d'énergies à l'horizon de 2030 de l'ordre de 63 millions de tonnes équivalent pétrole TEP, pour l'ensemble des secteurs (bâtiment et éclairage public, transport, industrie) et ce, en introduisant l'éclairage performant, l'isolation thermique et les chauffe-eau solaires. Il est donc attendu qu'un réseau de sous-traitance nationale soit largement mis en place à l'horizon 2030 et cela pour la fabrication des équipements nécessaires à la réalisation des projets (fabrication des onduleurs, des batteries, des transformateurs, des câbles, fabrication de modules photovoltaïques, fabrication des capteurs solaires plans).

Ainsi, la simulation des performances du capteur solaire plan est nécessaire pour bien déterminer son comportement dans l'une de ses applications qui est le chauffage dans le système solaire. Pour aboutir à cela, il est nécessaire d'étudier l'effet des paramètres de fonctionnement sur ses performances.

## État de l'art

L'énergie solaire peut être utilisée dans les systèmes de chauffage solaire de l'eau, les chauffe-piscines et autres systèmes de chauffage. Le principal composant de tout système solaire est le capteur solaire. Le capteur solaire à plaques planes typique se compose d'une boîte métallique isolée avec un couvercle en verre ou en plastique et une plaque absorbante de couleur foncée [1,2]. L'énergie thermique du soleil est absorbée par la plaque absorbante et est conduite vers le fluide de travail circulant à travers les tubes ayant un

contact avec la surface de l'absorbeur. Ce rayonnement solaire capté a un impact sur l'efficacité du capteur solaire, mais l'augmentation de la surface de contact de l'absorbeur, le débit massique et le matériau absorbant ont aussi une influence sur ses performances puisqu'ils sont directement proportionnels aux taux de rayonnement solaire reçu par ce dernier. Il faut cependant veiller à diminuer les pertes thermiques entre la couverture et l'environnement extérieur du capteur. Ainsi l'étude des capteurs solaires devra couvrir l'analyse des différents paramètres dynamiques et thermiques pouvant influencer ses performances.

Selon Matrawy et al. [3], la configuration d'un capteur solaire est un facteur important qui détermine ses performances thermiques. Un capteur solaire avec un tube serpentin fonctionne mieux qu'un capteur conventionnel avec des tubes parallèles en raison de l'apparition d'un écoulement turbulent qui améliore le transfert de chaleur et augmente son efficacité maximale de 62% à 65%.

Eisenmann et al. [4] ont mené des expériences sur deux collecteurs à plaques planes en serpentin, qui avaient la même forme et la même géométrie. Dans le premier collecteur, le tube serpentin était soudé directement à la plaque absorbante; tandis que dans le second collecteur, le tube serpentin et la plaque étaient assemblés sans fusion thermique. Les deux collecteurs ont été placés sous le soleil dans des conditions météorologiques identiques et leurs performances ont été comparées. L'efficacité du premier collecteur est de 2,5% supérieure que celle du deuxième.

Selmi et al. [5] ont étudié numériquement un capteur solaire plan à l'aide du logiciel de dynamique des fluides computationnelle (CFD). Un modèle expérimental a été construit et des tests expérimentaux ont été effectués pour valider le modèle CFD, menant à de bons résultats. La courbe de température obtenue par simulation a le même comportement que celle expérimentale et elles sont similaires.

Karanth et al. [6] ont réalisé une analyse numérique du capteur solaire plan à l'aide du modèle de transfert par rayonnement discrétisé (DTRM) pour déterminer les capacités thermiques et l'efficacité du collecteur. Ils ont présenté un modèle 3D du collecteur impliquant le tube d'eau, la plaque absorbante, le verre dessus et l'espace d'air entre la plaque absorbante et le verre dessus afin d'introduire la conduction, la convection et rayonnement dans l'analyse. Les résultats numériques obtenus ont montrés que, plus les vitesses d'écoulement sont décroissantes, plus la température de la plaque absorbante est élevée, et qu'elle est chauffée presque uniformément en fonction des différentes vitesses. Quant à l'eau dans le tube absorbeur, pour les débits massiques inférieurs, subit initialement un fort gradient de température suivi d'un transfert de chaleur presque constant à la même température. Ils ressortent de l'analyse que l'écart de température entre la plaque absorbante et le fluide augmente avec l'accroissement de la vitesse d'écoulement.

Karuppa et al. [7] ont mené une étude expérimentale sur un nouveau type de capteur solaire plan. La nouveauté dans ce modèle est l'absence de tubes et que le fluide de travail (l'eau) est amené à traverser les canaux qui se forment lorsque deux tôles ondulées sont calées l'une sur l'autre. Les courbes d'efficacité d'un capteur solaire conventionnel et du nouveau capteur ont montrés que plus l'écart entre la température de sortie de l'eau  $T_{out}$  et

la température de l'air ambiant  $T_a$  est grand, plus le rendement de fonctionnement dû à la perte de chaleur est faible. Ils ont constaté qu'il n'y a pas une grande différence entre les températures de sortie des deux capteurs. Cependant ce modèle particulier peut être considéré comme une solution pour la réduction des coûts du chauffage de l'eau domestique.

Deux études numérique et expérimentale de la distribution du débit et de la température dans un capteur solaire ont été réalisées par Ranjitha et al. [8]. Ils ont étudié l'influence de la forme du tube et de l'effet de la plaque absorbante sur l'écoulement et la distribution thermique avec des simulations CFD. Le modèle CFD a été validé par des mesures avec le capteur solaire à tubes circulaires. La comparaison entre la simulation CFD et les mesures expérimentales a montré que les simulations étaient tout à fait satisfaisantes pour prédire les températures de sortie. Elles montrent seulement 5% d'écart. Ils constatent que l'absorption de chaleur améliorée, par le fluide de travail, réduit la température globale de la plaque absorbante tout en améliorant l'efficacité du collecteur.

Marroquin et al. [9] ont réalisé l'étude expérimentale et la simulation CFD de deux collecteurs de sections transversales différentes, de section rectangulaire (A) et circulaire (B). Les deux ont montré une augmentation de température jusqu'à  $62,5^\circ\text{C}$ . Les valeurs moyennes de température de chaque absorbeur ont été calculées à partir des données expérimentales et comparées. La différence de température moyenne d'un absorbeur à l'autre n'est que de 1K. Malgré ce si petit écart de température moyenne, la simulation CFD pour un débit de 50l/h a montré que la vitesse maximale pour l'absorbeur (A) était de  $1,38 \cdot 10^{-2}$  m/s tandis que pour l'absorbeur (B) la vitesse atteignait des valeurs allant jusqu'à  $1,70 \cdot 10^{-2}$  m/s, ce qui signifie qu'il y a un écoulement plus uniforme dans l'absorbeur B. Ils concluent que le capteur (B) était le plus efficace car il présentait un débit plus uniforme.

Shelke et al. [10] ont analysé l'effet des variations de formes de tubes pour chauffe-eau solaire à plaques planes. En comparant la température de sortie entre le cas d'un tube elliptique et d'un tube circulaire, ils ont conclu que le tube elliptique donne une température de sortie de l'eau plus élevée pour le même flux thermique et la même température d'entrée. La différence de température de sortie entre le tube circulaire et elliptique était de  $4,17^\circ\text{C}$ .

Muhammed et al. [11] ont réalisé une simulation numérique comparative, par le code ANSYS Fluent en 3D, pour étudier l'efficacité d'un capteur solaire plan. Diverses géométries et conditions de fonctionnement ont été examinées afin d'évaluer l'influence de la forme de la section transversale du tube sur les performances du collecteur et de l'effet du débit massique et du matériau absorbant sur l'efficacité thermique. Ils ont remarqué que le capteur plan avec tube à section transversale semi-circulaire a absorbé plus de chaleur que celle du tube à section transversale circulaire, en raison de l'augmentation de la surface absorbante du tube, et la réduction de la résistance due au matériau de liaison entre la plaque et le tube et la résistance due à l'épaisseur de paroi du tube. Ainsi, cette méthode améliore l'efficacité du collecteur plan.

## **Objectif et contexte du mémoire**

Vu le rôle important que joue le capteur solaire dans la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique, la recherche d'innovations dans sa conception pour améliorer ses performances afin d'introduire la technologie de l'énergie solaire thermique est indispensable.

Dans ce contexte, l'objectif de notre travail est l'étude numérique du capteur solaire plan avec le but d'améliorer son rendement thermique, qui représente la performance la plus caractéristique. Le rendement d'un capteur plan varie avec sa géométrie, ses paramètres de construction et les paramètres externes comme le rayonnement, la température ambiante...etc. Pour cette raison une analyse du comportement d'un capteur solaire plan à eau fonctionnant en régime stationnaire est à réaliser. Le modèle à établir à l'aide du logiciel Matlab, est basé sur une résolution des équations de bilans thermiques établies dans la référence de Duffie et Beckmann [1] ; tout en mettant en évidence la variation de certains paramètres du capteur et la convergence de l'évolution des champs de température du fluide caloporteur en fonction de différents paramètres du capteur. Cette étude vise à déterminer l'influence de certains paramètres sur la température moyenne de sortie du fluide, l'évolution du coefficient d'échange global paroi-fluide et le rendement thermique pour maîtriser d'avantage les performances du capteur plan.

Notre travail est résumé en trois chapitres :

Tout d'abord, nous avons présenté une introduction générale, englobant le cadre dans lequel s'inscrit ce travail, où nous nous intéressons à l'état de l'art à travers une recherche bibliographique.

Le premier chapitre, présente des généralités sur les capteurs thermiques plans et une présentation du gisement solaire.

Le second chapitre présente le modèle mathématique du problème basé sur les bilans thermiques, décrivant le comportement thermique dans les différentes parties du capteur solaire et les hypothèses appropriées. A la fin du chapitre, les différentes étapes de programmation ont été résumées dans un organigramme.

Le troisième chapitre est consacré à la présentation des résultats numériques sous forme de graphes décrivant l'influence des paramètres étudiés sur les profils de température du fluide dans le capteur, l'évolution du coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et le fluide, l'estimation du rendement thermique et des pertes hydrodynamiques.

Nous terminons ce mémoire par une conclusion générale qui résume notre étude.



**CHAPITRE I.**

**Généralités sur les capteurs  
solaires thermiques**

## I. 1. Introduction

L'énergie contenue dans la lumière du soleil est la source de la vie sur terre. Les humains peuvent la capter et mettre sa puissance au service de leurs activités sans produire de dangereux polluants. Il existe de nombreuses méthodes pour la convertir en des formes d'énergie plus aisément utilisables, comme la chaleur ou l'électricité. Les méthodes d'exploitation de l'énergie solaire se divisent en deux grandes catégories : passives et actives. Les méthodes passives sont celles qui utilisent directement la lumière du soleil. Elles reposent sur des concepts de génie civil utilisant des matériaux spéciaux et impliquant une architecture adaptée qui permet de chauffer et d'éclairer des locaux. Les méthodes actives font appel à la technologie pour transformer l'énergie solaire en une forme secondaire, qui a son propre usage. Elles nécessitent un dispositif appelé "capteur solaire" conçu pour recueillir l'énergie solaire et la transmettre à un fluide caloporteur sous forme de chaleur principalement utilisée pour la production de l'eau chaude sanitaire ou bien encore chauffer des locaux.

Dans ce chapitre, on présente quelques concepts nécessaires pour la compréhension du fonctionnement des capteurs solaires plans.

## I. 2. Les capteurs solaires thermiques

Les capteurs solaires thermiques sont des dispositifs conçus pour intercepter l'énergie solaire (photons) transmise par les rayons du soleil grâce à l'absorbeur (un corps noir, constituant du capteur, caractérisé par des propriétés d'absorption très élevées et d'émissivité très basse) avant de la transférer à un fluide caloporteur sous forme de chaleur. Cette énergie thermique est transportée par le fluide caloporteur circulant au travers de chacun des capteurs jusqu'au lieu d'installation ou de stockage.

### II. 2. 1. Types de capteurs

Les capteurs solaires thermiques diffèrent selon la nature du fluide caloporteur qui transporte la chaleur : de l'eau ou de l'air. Les capteurs solaires à eau sont utilisés pour produire de l'eau chaude sanitaire et pour le chauffage des locaux. Dans les capteurs thermiques à air, l'air circule et s'échauffe au contact des absorbeurs. Il est ensuite ventilé dans les habitats pour le chauffage ou le séchage des produits agro-alimentaires.

Pour transformer l'énergie contenue dans le rayonnement solaire on doit d'abord le capter. Dépendant de la structure du capteur, la collection de cette énergie peut se faire par deux manières : concentration ou surface plane.

#### a. Capteurs plans non vitrés

Leur structure est assez simple, ils sont constitués d'un ensemble de tuyaux opaques de couleur foncée qui jouent à la fois le rôle de plaque absorbante et de tuyauterie dans laquelle circule directement le fluide caloporteur. Comme ils ne possèdent ni isolation ni couvercle transparent sont destinés à des applications à basse température, par exemple pour les piscines extérieures.

**b. Capteurs plans vitrés**

Dans ce type de capteur, le fluide caloporteur, très souvent de l'eau mélangée à un antigel, passe dans un circuit parallèle ou en serpentin, fixé dans un cadre et placé entre un vitrage simple ou double, et, un panneau isolant arrière. La température de fonctionnement est généralement comprise entre 30°C et 80°C.



Figure I.1 : Capteur plan vitré [12]

**c. Capteurs à tubes sous vide**

Dans ce modèle, le fluide caloporteur circule à l'intérieur d'un double tube sous vide. Le principe est le même que pour les capteurs plans vitrés, l'isolation étant simplement assurée par l'absence de molécules d'air (sous vide). La température de fonctionnement est généralement comprise entre 80°C et 200°C.



Figure I.2 : Capteur à tubes sous vide [12]

**d. Capteurs à concentration**

Ils peuvent être distingués surtout par la façon de collection et de concentration des rayonnements solaires. Ils sont classés dans deux catégories :

**Système de concentration linéaire****- Capteur cylindro-parabolique**

Sa structure est faite de telle façon que toutes les rayons solaires, réfléchés par le miroir cylindro-parabolique, soit concentrés sur le tube récepteur horizontal où le fluide caloporteur sera chauffé jusqu'à des températures très élevées.

### - Capteur à miroir de Fresnel

Il se compose de miroirs de forme rectangulaire légèrement courbés. Ces miroirs sont assemblés pour former des bandes de miroirs mobiles et orientables autour de leurs propres axes médians. Cet axe qui est généralement horizontal, est orienté la plupart du temps selon une direction Est/Ouest (ou l'axe Nord-Sud pendant l'été) pour leur conférer une orientation adéquate pour réfléchir les rayons incidents du soleil en direction d'un tube concentrateur dans lequel circule un fluide caloporteur.

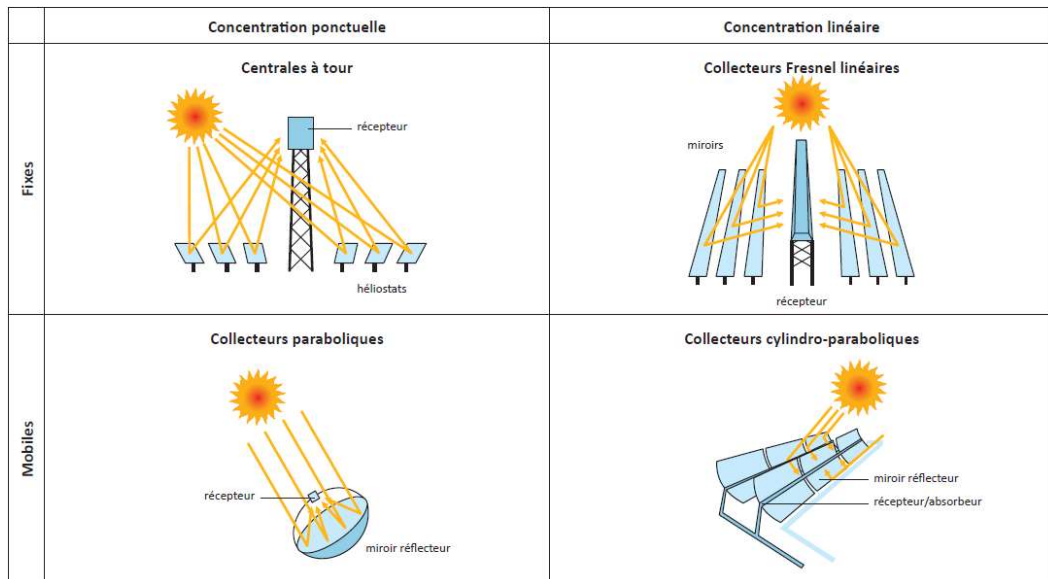


Figure I.3 : Les capteurs à concentration [13]

### Système de concentration ponctuelle

#### - Centrale à tour

Elle se compose essentiellement d'un champ de réflecteurs à deux axes de suivi appelés héliostats. Ces derniers concentrent le rayonnement solaire direct sur un récepteur monté sur une tour. La chaleur transformée dans cette tour solaire peut être utilisée pour la production d'électricité

#### - Capteur à miroir parabolique

C'est un concentrateur ponctuel ayant une symétrie de révolution parabolique. Les rayons solaires réfléchis par la parabole convergent vers le foyer. Il est orientable grâce à une monture mobile autour de deux axes (monture azimutale et monture équatoriale). La nécessité de mobiliser la parabole suivant deux axes pour suivre la course du soleil est la limite principale de ce type de système. Les rayonnements solaires concentrés chauffent le fluide caloporteur d'un moteur thermique associé dite « moteur de sterling » qui transforme l'énergie thermique en énergie mécanique puis en électricité. Le rendement instantané de conversion d'énergie solaire-électricité est supérieur à 22% mais les coûts d'exploitation et de maintenance restent élevés.



## I. 2. 2. Constituants du capteur solaire plan à eau (FPSC)

Un capteur plan est constitué essentiellement d'une couverture transparente, d'un absorbeur, d'un fluide caloporteur, d'une isolation thermique et d'un coffre.

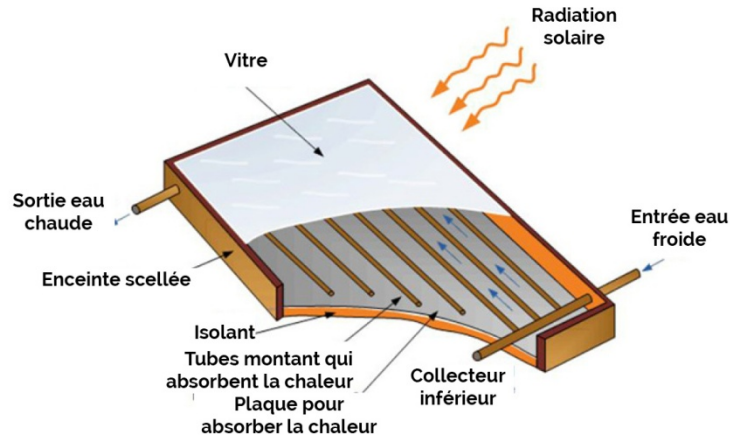


Figure I.4 : Les composants du capteur solaire [14]

### a. Vitrage

C'est une surface faite d'un matériau transparent au rayonnement visible mais opaque au rayonnement infrarouge, permettant de réaliser un effet de serre qui réduit les pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur. La plupart des vitrages sont à base de verre acrylique doté d'un revêtement antireflet. Si l'on souhaite un vitrage efficace, il doit posséder les propriétés suivantes

- réfléchir le rayonnement lumineux au minimum quelle que soit son inclinaison;
- absorber le rayonnement lumineux au minimum;
- avoir une bonne isolation thermique en gardant le rayonnement infrarouge au maximum;
- résister dans le temps aux effets de l'environnement (pluie, grêle,...) et aux grandes variations de températures.

### b. Plaque absorbante

L'absorbeur est l'élément essentiel du capteur solaire, il absorbe le rayonnement solaire global de courtes longueurs d'onde et le convertit en chaleur. Il est constitué d'une plaque à laquelle sont intégrés des tubes dans lesquels circule le caloporteur. Le matériau constituant l'absorbeur est le plus souvent : le cuivre, l'acier inoxydable ou bien l'aluminium.

Il est fortement nécessaire d'assurer un bon contact entre les feuilles de l'absorbeur et les tubes du fluide caloporteur afin de réduire le plus possible la résistance thermique de contact.

### c. Fluide caloporteur

Le fluide de travail est chargé d'évacuer la chaleur emmagasinée par l'absorbeur et de la transmettre vers là où elle doit être consommée. Il est choisi en fonction de ses propriétés thermo-physiques et en tenant en considération les conditions suivantes

- être chimiquement stable lorsqu'il atteint une forte température;
- posséder des propriétés antigel dépendant des conditions météorologiques locales;
- posséder une chaleur spécifique et une conductivité thermique élevées afin de transporter efficacement la chaleur;
- posséder des propriétés anticorrosives selon la nature du matériau du capteur;
- avoir une basse viscosité afin de faciliter la tâche de la pompe de circulation;
- être facilement disponible et bon marché.

#### **d. L'isolation thermique**

L'absorbeur doit transmettre l'énergie captée au fluide caloporteur en évitant les pertes thermiques par conduction, convection et par rayonnement, des différentes parties périphériques vers l'extérieur. Les solutions adaptées sont les suivantes

**Partie avant de l'absorbeur :** La lame d'air située entre la vitre et l'absorbeur se comporte comme un isolant vis-à-vis de la transmission de chaleur par conduction. Cependant, si l'épaisseur de cette lame est trop grande, une convection naturelle intervient, d'où une perte d'énergie. En plaçant deux vitres, on limite les pertes dues à la réémission ainsi que les pertes par conduction et par convection.

**Parties arrière et latérale :** Afin de limiter les pertes thermiques à la périphérie du capteur, on peut placer une ou plusieurs couches d'isolant qui doit résister aux hautes températures, mais pour plus de précaution une couche d'isolant est ajoutée sur la face intérieure de la couverture.

Généralement, l'épaisseur de l'isolant est de l'ordre de 5 à 10cm. Les laines minérales, les matières synthétiques (de laine de verre, mousses expansives de polyuréthane ou polystyrène) sont généralement les matières isolantes utilisées.

#### **e. Coffre**

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

### **I. 2. 3. Les paramètres caractérisant le fonctionnement d'un capteur plan**

Les paramètres caractérisant le fonctionnement d'un capteur plan peuvent être classés en deux catégories : les paramètres externes et les paramètres internes.

#### **a. Les paramètres externes**

Les principaux paramètres externes qui peuvent influencer directement sur les performances d'un capteur plan sont

- Paramètres d'ensoleillement : le rayonnement solaire, position du soleil, durée d'ensoleillement.
- Température ambiante
- Vitesse du vent

## b. Les paramètres internes

### Paramètres géométriques

- Les paramètres de position : angle d'inclinaison, orientation du capteur.
- La surface du capteur
- Les dimensions de différents éléments : épaisseur, longueur et largeur.

### Paramètres de fonctionnement

- La température d'entrée du fluide caloporteur.
- Le débit massique du fluide caloporteur.
- Les températures des différents éléments du capteur.

Ces paramètres influent sur la puissance utile qui de plus elle est élevée la température de sortie du fluide sera élevée. En d'autres termes; un meilleur rendement.

## I. 3. Gisement solaire

### I. 3. 1. Description du soleil

Le soleil est une sphère gazeuse composée presque totalement d'hydrogène. Son diamètre est de 1 391 000 km (100 fois celui de la Terre), sa masse est de l'ordre de  $2.10^{27}$  tonnes. Toute l'énergie du Soleil provient de réactions thermonucléaires qui s'y produisent. Elles transforment à chaque seconde 564 millions de tonnes d'hydrogène en hélium dont une différence de 4 millions de tonnes est dissipée par fusion sous forme de rayonnement électromagnétique de puissance totale de  $36.10^{22}$  kW.

Le soleil est à l'origine de toute source d'énergie sur terre. La Terre étant à une distance de  $150.10^6$  km du Soleil, elle reçoit une énergie de  $1,8.10^{17}$  W. Au sommet de l'atmosphère terrestre (à environ 80 km d'altitude) cette énergie est de  $I_0=1353$  W/m<sup>2</sup> qui varie au cours de l'année avec la distance Terre/Soleil.

En première approximation, on peut calculer la valeur du flux de rayonnement solaire  $I$  reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires en fonction du numéro du jour de l'année  $j$  par la relation suivante

$$I = I_0[1 + 0.033 \cos(0.984. j)] \quad (I. 1)$$

### I. 3. 2. Les coordonnées géographiques

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

#### a. La latitude du lieu ( $\varphi$ )

C'est l'angle que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce point et le plan équatorial. Elle varie de  $-90^\circ$  au pôle Sud à  $+90^\circ$  au pôle Nord et 0 pour l'équateur.

#### b. La longitude du lieu ( $\lambda$ )

C'est l'angle entre le plan méridien passant par ce lieu et le plan méridien origine Greenwich  $0^\circ$ , elle varie de  $-180^\circ$  à  $180^\circ$ .

#### c. L'altitude ( $Z$ )

C'est la distance verticale en mètres entre le point considéré et une surface théorique de référence qui est le niveau de la mer.

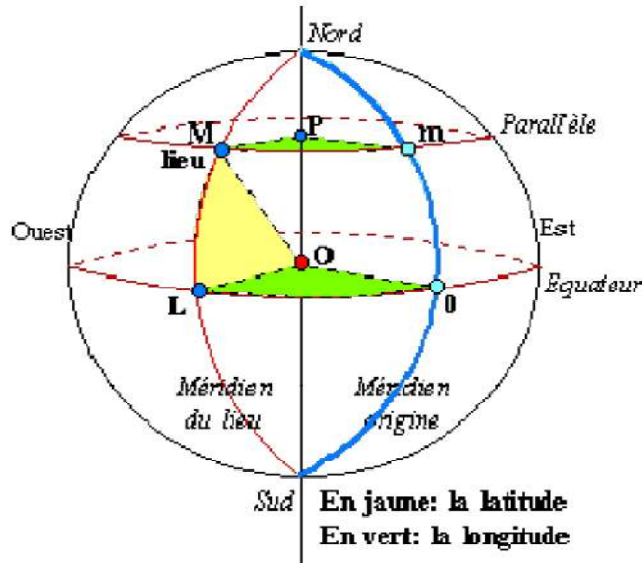


Figure I.5 : Coordonnées terrestres [15]

### I. 3. 3. Les coordonnées équatoriales (horaires)

Le mouvement du soleil est repéré par rapport au plan équatorial de la terre à l'aide de deux angles

#### a. Déclinaison du soleil ( $\delta$ )

Correspond à l'angle formé par le plan équatorial et la direction Terre-Soleil. Elle varie de  $-23,45^\circ$  au solstice d'hiver à  $+23,45^\circ$  au solstice d'été. Elle est nulle aux équinoxes du printemps (21 mars) et d'automne (21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin) et minimale au solstice d'hiver (21 décembre).

$$\delta = 23.45 \sin[360 (284 + n)/365] \quad (I. 2)$$

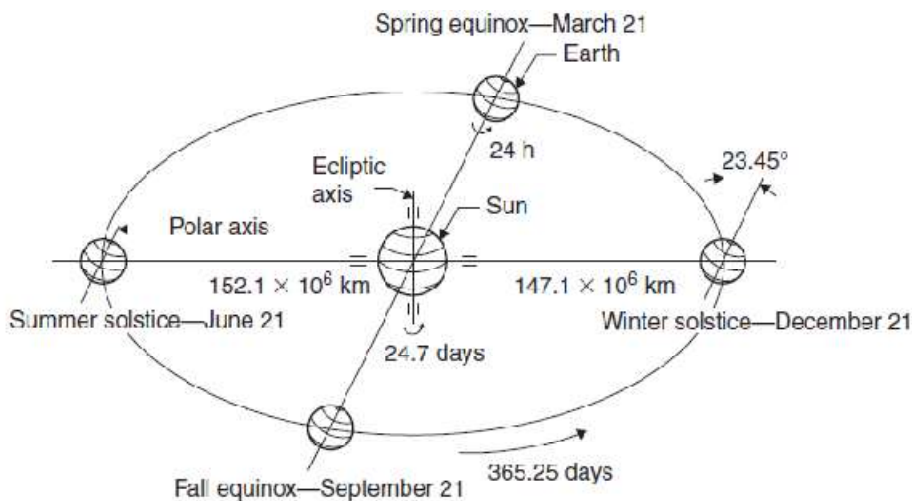


Figure I.6 : Révolution de la terre autour du soleil [2]

#### b. Angle horaire ( $h$ )

Il représente l'angle formé par le méridien du lieu et celui qui passe par la direction du soleil si l'on prend comme origine le méridien de Greenwich, l'angle horaire est compris entre  $0^\circ$  et  $360^\circ$ . La valeur de l'angle horaire est nulle à midi solaire, négative le matin, positive dans l'après midi et augmente de  $15^\circ$  par heure.

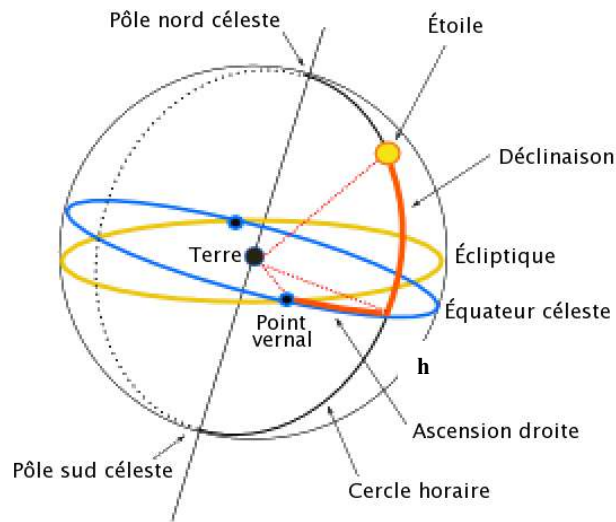


Figure I.7 : Définition des coordonnées équatoriales [15]

### I. 3. 4. Les coordonnées horizontales

Le repère horizontal est formé par le plan de l'horizon astronomique et la verticale du lieu. Dans ce repère, les coordonnées sont

#### a. Hauteur angulaire du soleil ( $\alpha$ )

C'est l'angle  $\alpha$  compris entre la direction du soleil et le plan horizontal au lieu d'observation. Il varie de  $0^\circ$  à  $90^\circ$  vers le zénith et de  $0^\circ$  vers  $-90^\circ$  vers le nadir

$$\sin \alpha = \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos h \quad (I. 3)$$

#### b. Azimut du soleil ( $Z_s$ )

C'est l'angle que fait le méridien du lieu avec le plan passant par le soleil. La détermination de cet angle est indispensable pour le calcul de l'angle d'incidence des rayons du soleil sur une surface non horizontale. Il est défini comme suit

$$\sin Z_s = -\frac{\cos \delta \sin h}{\cos \phi} \quad (I. 4)$$

#### c. Distance zénithale ( $\phi$ )

C'est l'angle entre la verticale du site zénith et un rayon du soleil.

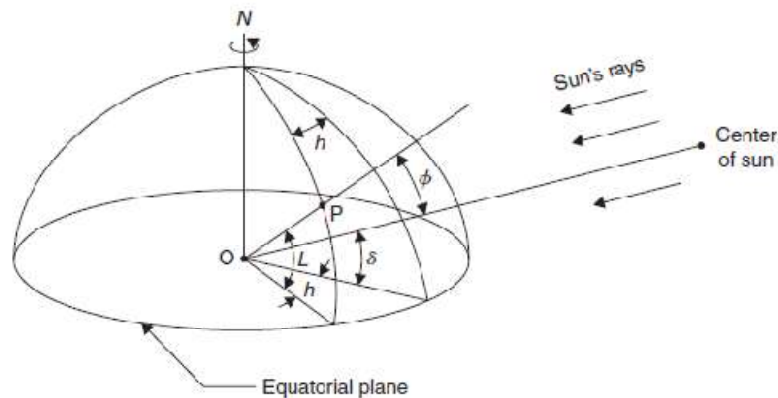


Figure I.8 : Système de coordonnées horizontales [2]

### I. 3. 5. Paramètres du temps solaire

#### a. Angle horaire du coucher de soleil ( $h$ )

Il représente le déplacement angulaire du soleil, autour de l'axe polaire, dans sa course de l'Est vers l'Ouest par rapport au méridien local.

#### b. Angle d'incidence

C'est l'angle entre le rayon solaire direct et la normale extérieure de la surface du plan.

#### c. Temps solaire

La terre fait deux types de rotation, une autour de son axe polaire et l'autre autour du soleil. Sa rotation autour d'elle-même dans le plan de l'équateur en 24 heures, où chaque heure correspond à un écart angulaire de  $15^\circ$ , définit la notion de la journée solaire. Tandis que sa rotation autour du soleil définit les quatre saisons et aide à distinguer le temps solaire vrai.

##### Le temps universel (TU)

Il est égal au temps solaire moyen du méridien origine (méridien de Greenwich).

$$TU = TSM + L/15 \quad (I.5)$$

##### Temps solaire local (TSL)

L'heure locale correspond à l'heure que nous lisons aux horloges. Afin de calculer le TSL du site, il convient d'ajouter au temps universel la valeur du décalage horaire.

##### Le temps solaire vrai TSV

Il est défini à partir de l'angle horaire  $\omega$  par la relation suivante

$$TSV = 12 + h/15 \quad (I.6)$$

##### Le temps solaire moyen TSM

C'est le temps solaire local corrigé de l'équation du temps donnée astronomique universelle liée à l'excentricité de l'orbite de la terre autour du soleil. Il est défini par la relation suivante

$$TSM = TSM - E_t \quad (I.7)$$

où  $E_t$  est le terme correctif appelé équation de temps donnée par

$$E_t = 9.87 \sin(2N') - 7.053 \cos N' - 1.5 \sin N' \quad (I.8)$$

avec

$$N' = (360/365)(N - 81) \quad (I.9)$$

### I. 3. 6. Orientation d'un plan et l'angle d'incidence sur un plan

La position du capteur thermique par rapport au soleil influe directement sur sa production énergétique. Pour une utilisation optimale de l'énergie solaire il est important de bien orienter le capteur pour l'utiliser au maximum. La position du soleil par rapport à un plan P sur la terre peut être décrite en termes des angles suivants:

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

Elle indique l'angle d'inclinaison que fait le panneau solaire avec le plan horizontal, elle se compte en degrés.

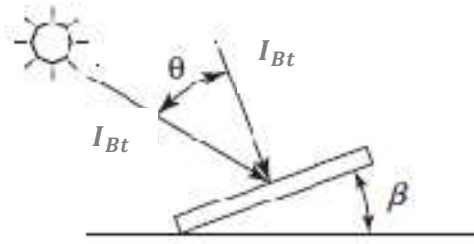


Figure I.9 : Angle d'inclinaison d'un capteur solaire [2]

**b. L'azimut du plan (déviaton azimuthale) z**

On appelle l'azimut du plan l'angle que fait la projection du soleil avec la direction du sud, mesurée positivement vers l'ouest.

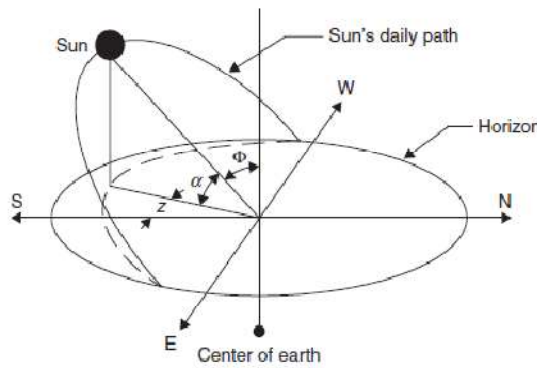


Figure I.10 : Chemin solaire [2]

**c. Angle d'incidence sur un plan theta**

C'est l'angle mesuré entre le faisceau incident et la normale au capteur plan d'orientation beta. Il défini par la relation suivante

$$\cos \theta = \sin \phi \sin \delta \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos Z_s + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \times \cos h + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos Z_s \cos h + \cos \delta \sin Z_s \sin h \sin \beta \quad (I. 10)$$

Cas particuliers :

- Orienté plein Sud  $\alpha = 0$  :  $\cos \theta = \sin \delta \sin(\phi - \beta) + \cos h \cos \delta \cos(\phi - \beta)$
- Captage annuel  $\beta = \phi$  :  $\cos \theta = \cos h \cos \delta$
- Incidence parfaite  $\theta = 0$  :  $\cos \theta = 1$

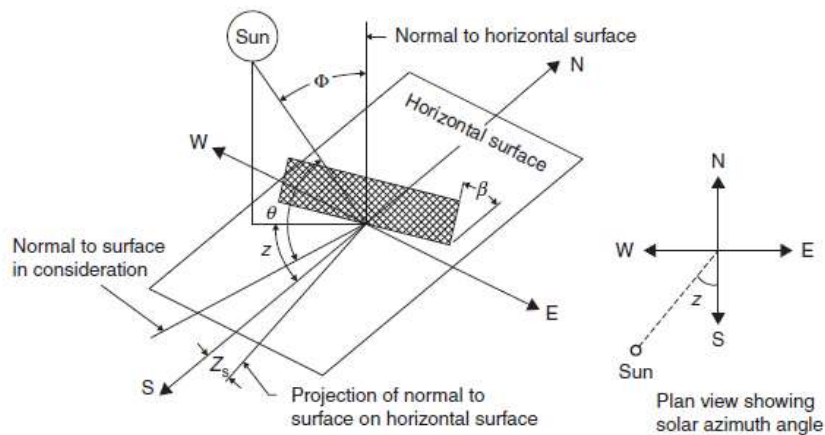


Figure I.11 : Diagramme des angles solaires [2]

### I. 3. 7. Les aspects énergétiques du rayonnement solaire

#### a. Rayonnement solaire

Le rayonnement solaire est un flux d'énergie émis uniformément par le Soleil dans toutes les directions sous forme d'ondes électromagnétiques. Son éclairement énergétique en dehors de l'atmosphère à peu près constant, appelée constante solaire, est de  $I_0=1367\text{W/m}^2$  de puissance. En réalité, le capteur ne reçoit pas la même quantité d'éclairement de toutes les directions à cause de la nature des nuages et de leur distribution dans le ciel. Un tel rayonnement est constitué de trois composantes principales

##### - Rayonnement direct

C'est le rayonnement reçu directement du soleil (ciel clair), sans diffusion par l'atmosphère, reçu par un plan perpendiculaire aux rayons solaires. Son intensité est définie par la relation suivante

$$I_{D,h} = I_0 C A e^{-B/\sin h} \quad (\text{I. 11})$$

où est la valeur moyenne de la constante solaire donné par  $I_0=1367\text{W/m}^2$  et C correspond à la correction de la constante solaire et définie comme suit

$$C = 1 + 0.033 \cos(360n/365) \quad (\text{I. 12})$$

##### - Rayonnement diffus

Il n'a pas d'orientation privilégié et il est constitué des rayons, divisés à travers l'atmosphère, partant dans toutes les directions. Son intensité sur un plan horizontal est définie comme suit

$$I_{d,h} = I_0 C \sin h \quad (\text{I. 13})$$

##### - Rayonnement global

Il se forme par la superposition des trois composantes : directe, diffus et réfléchié comme le montre la figure ci-dessous.

$$I_G = I_D + I_d \quad (\text{I. 14})$$

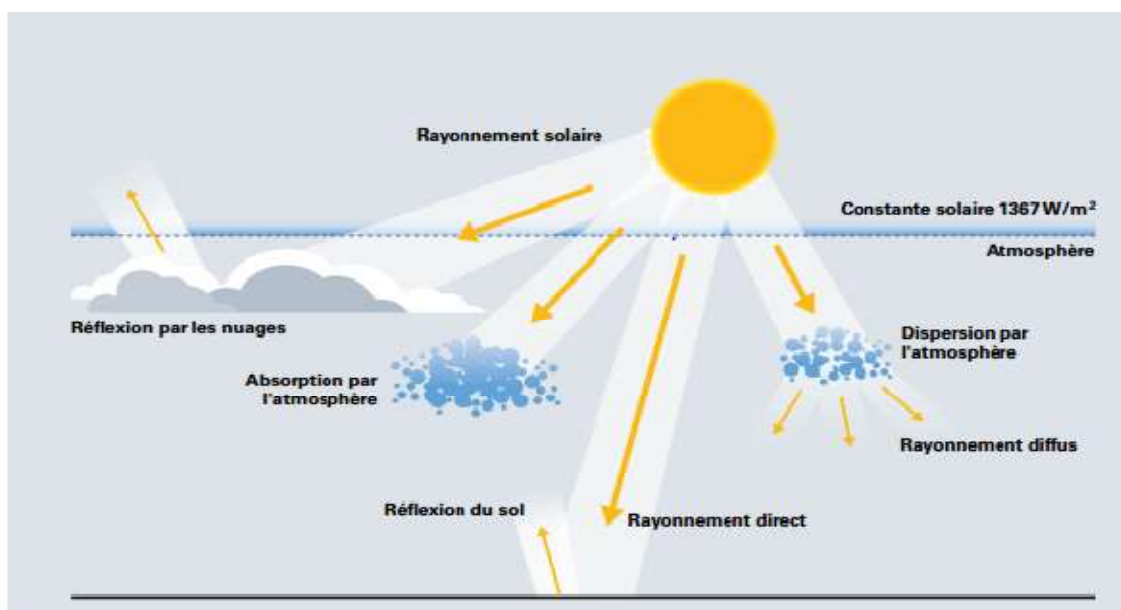


Figure I.12 : Description schématiques des composantes du rayonnement solaire [16]



**b. Irradiation journalière**

L'irradiation journalière sur un plan horizontal correspond au cumule journalier de l'éclairement solaire que reçoit une unité de surface horizontale. Ce qui se traduit mathématiquement par l'intégration de l'éclairement horizontal pendant une journée.

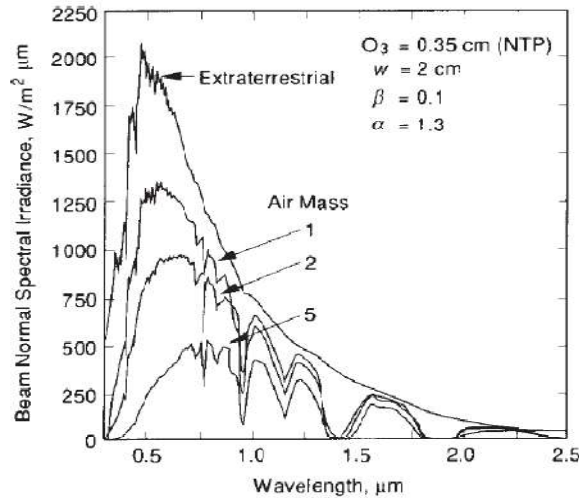


Figure I.13 : Irradiance spectrale [1]

**c. Atténuation du rayonnement solaire par l'atmosphère**

L'énergie de rayonnements solaire est réduite par différents composants atmosphériques comme les molécules d'air, les aérosols, les gaz, les gouttelettes d'eau nuageuses ou les cristaux de glace en suspension dans l'atmosphère. Les gaz non transparents de l'atmosphère (CO<sub>2</sub>, O<sub>3</sub>, H<sub>2</sub>O) émettent vers la Terre un rayonnement comme le montre la figure II.13, dans les grandes longueurs d'onde (> 3mm) contrairement au rayonnement solaire émis dans des longueurs d'ondes inférieures à 3 mm.

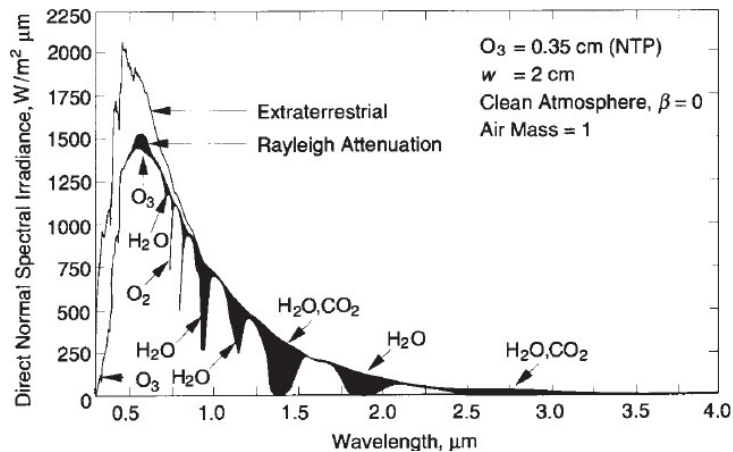


Figure I.14 : Spectre du rayonnement atmosphérique [1]

La densité de flux  $q_{ciel}$  rayonnée par le ciel et l'atmosphère vers la Terre peut être calculé par

$$q_{ciel} = \sigma \epsilon_a T_a^4 \tag{I.15}$$

où  $T_a$  est la température de l'air en K° et  $\epsilon_a$  est l'émissivité de l'air définie par la relation suivante

$$\epsilon_a = 1 - 0.261e^{[-7.7710^{-4}(T_a-273)^2]} \tag{I.16}$$

### I. 3. 8. Flux radiatifs

Tout corps matériel émet et absorbe de l'énergie sous forme de rayonnement électromagnétique. Le phénomène d'émission d'un corps correspond à la conversion d'énergie matérielle en énergie radiative et le cas inverse pour le phénomène d'absorption. Une fraction du rayonnement thermique incident qui arrive sur un corps est absorbée sous forme de chaleur, transmise ou réfléchi. On peut distinguer quatre types de milieux

Tableau I. 1: Classification des milieux selon leur comportement avec le rayonnement thermique

Corps transparents	Corps semi-transparentes	Corps opaques	Corps noir
transmission / / /	transmission émission absorption réflexion	pas de transmission émission absorption réflexion	pas de transmission émission absorption /

**a. Emissivité :** correspond au flux radiatif de l'éclairement thermique émis par un élément de surface à température donnée, rapporté à la valeur de référence qui est le flux émis par un corps noir à cette même température

$$\varepsilon = \frac{E_r}{E} \tag{I. 17}$$

**b. Absorptivité :** correspond au flux radiatif absorbé par un élément de surface à température donnée, rapporté au flux incident

$$\alpha = \frac{E_a}{E} \tag{I. 18}$$

**c. Transmissivité :** est le rapport entre le flux transmis et l'éclairement

$$\tau = \frac{E_t}{E} \tag{I. 19}$$

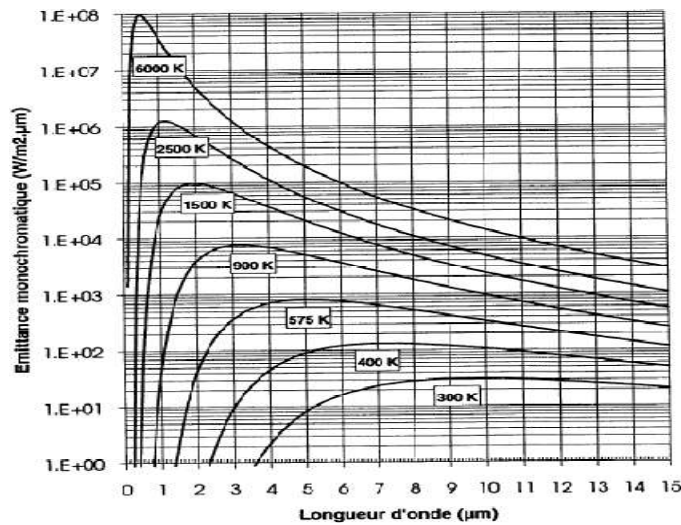


Figure I.15 : Emissance monochromatique du corps noir [1]

### I. 3. 9. Mesure du rayonnement solaire

La mesure du rayonnement solaire est assurée par des appareils spécifiques. Les appareils diffèrent selon qu'ils mesurent le rayonnement direct, le rayonnement global ou le rayonnement réfléchi. La largeur du spectre de longueur d'ondes de la lumière dont on mesure l'énergie, est également à prendre compte pour savoir ce que l'on doit mesurer exactement (infrarouge lointain, spectre de la lumière visible, UVA/B...).

**a. Pyrhéliomètre :** C'est un radiomètre qui mesure le rayonnement direct.

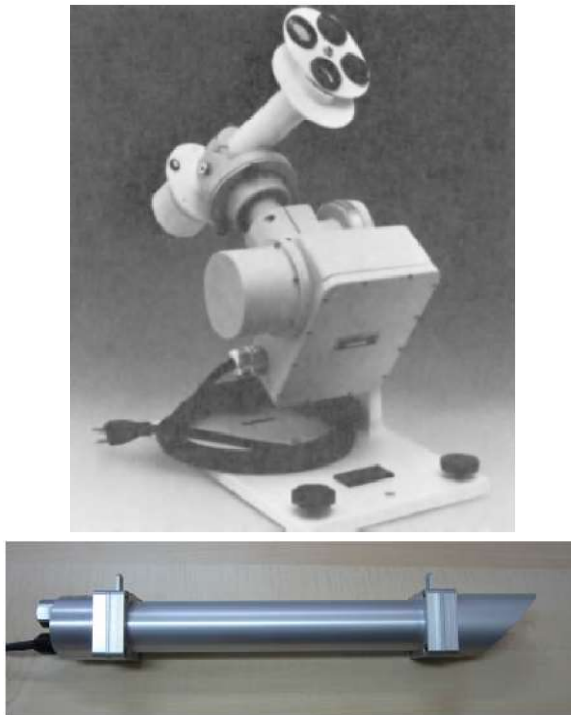


Figure I.16 : Pyrhéliomètre [1][2]

**b. Pyranomètre réfléchi :** Il mesure l'éclairement réfléchi.

**c. Pyranomètre :** Il est utilisé pour la mesure de l'éclairement global.



(a)



(b)

Figure I.17 : (a) Pyranomètre [2], (b) l'héliographe [17]

Une mesure indirecte mais beaucoup plus simple du rayonnement solaire est celle de la durée d'insolation. L'appareil le plus utilisé est l'héliographe de Campbell-Stockes.

Il se compose d'une sphère de cristal qui, jouant le rôle d'une loupe, focalise les rayons du soleil. A la distance focale de la sphère, on dispose à l'opposé du soleil une bande graduée de carton traitée contre l'inflammation et l'humidité. Lorsque le soleil brille, le papier se consume et la brûlure progresse avec le mouvement apparent du soleil. Chaque soir, on relève le papier qui, convenablement gradué, permet de mesurer la durée quotidienne d'insolation.

#### **I. 4. Conclusion**

Ce chapitre a été consacré pour les capteurs solaires thermiques, dispositifs responsable de la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique, notamment les capteurs thermiques plans. Nous avons présenté les différentes notions qui entrent dans la constitution, le fonctionnement et les paramètres caractéristiques d'un capteur plan.



**CHAPITRE II.**

**Modélisation mathématique**

## II. 1. Introduction

Dans ce chapitre, on présente le modèle mathématique décrivant le système de capteurs solaires plats en tenant compte des propriétés transitoires de ses différentes zones. Les équations de bilan thermique transitoire (cas général) sont présentées pour les cinq composants du capteur à savoir : la vitre, l'absorbeur, le fluide et l'isolant. Cette modélisation repose sur la détermination des mécanismes d'échanges thermiques entre chaque composant et ses voisins directs [1]. En se basant sur les équations établies, un programme à l'aide d'un logiciel de simulation MATLAB est déposé pour simuler le comportement du capteur plan à eau et prévoir ses performances thermiques.

## II. 2. Géométrie du domaine d'étude

Le modèle du capteur plan étudié est à tubes parallèles. Un schéma simplifié du capteur, est présenté sur la figure II.1 dont ses principaux composants sont :

- La vitre de protection (v), transparente vis-à-vis du rayonnement solaire et opaque pour le rayonnement infrarouge (IR) de grande longueur d'onde.
- Un espace d'air (e).
- Une plaque absorbante (p).
- Un tube dans lequel circule le fluide caloporteur (f).
- Un matériau isolant (is) minimisant les pertes arrière.

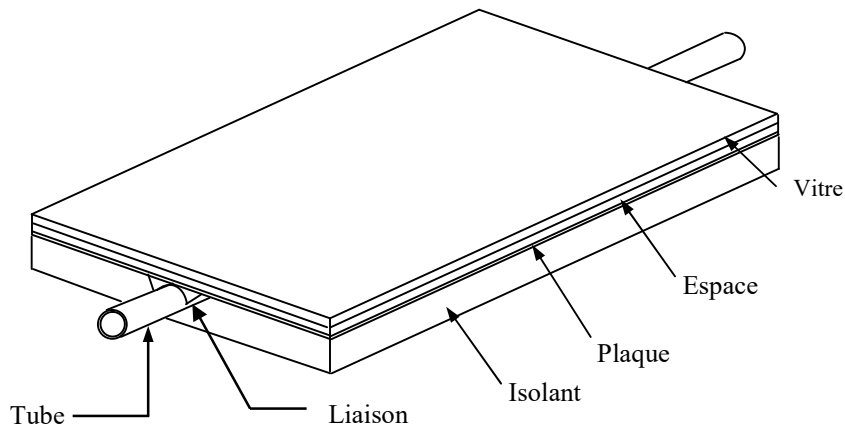


Figure II. 1: Partie du capteur plan liée à un tube

La section transversale longitudinale du capteur est représentée en bidimensionnel sur la figure II.2.

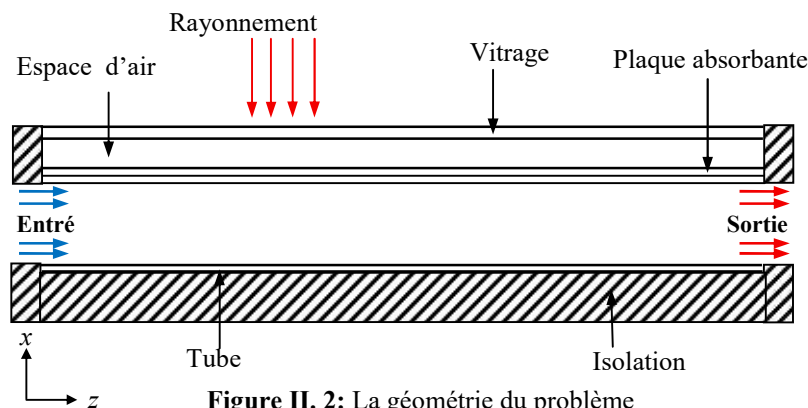


Figure II. 2: La géométrie du problème

Les caractéristiques géométriques du capteur plan adopté pour notre étude sont résumées dans le tableau ci-dessous

**Tableau II. 1 :** Données géométriques associées au capteur plan

Paramètre	Symbole	Valeur (m)
Longueur du capteur	L	2
Largeur du capteur	$l$	1
Pas des tubes	w	0.11
Epaisseur de la vitre	$\delta_v$	0.002
Epaisseur de la cavité d'air	$\delta_e$	0.02
Largeur interne du tube	$D_i$	0.013
Epaisseur du tube	$\delta_t$	0.001
Longueur de l'absorbeur	L	2
Epaisseur de l'absorbeur	$\delta_p$	0.002
Epaisseur de l'isolant	$\delta_{is}$	0.05

Le tableau II.2 donne les propriétés thermo-physiques de la vitre en verre.

**Tableau II. 2 :** Propriétés thermo-physiques de la vitre [18]

Propriété physique	Symbole	Valeur	Unité
Masse volumique	$\rho$	2700	kg/m <sup>3</sup>
Capacité calorifique massique	$C_p$	840	J/(kg.K)
Conductivité thermique	k	0.93	W/(m.K)
Coefficient d'absorption	$\alpha$	0.05	/
Coefficient de transmission	$\tau$	0.92	/

La plaque absorbante est modélisée pour assurer la conduction, la convection et le rayonnement dans l'analyse. Le tableau II.3 donne les propriétés thermo-physiques de l'absorbeur en cuivre.

**Tableau II. 3 :** Propriétés thermo-physiques de l'absorbeur [18]

Propriété physique	Symbole	Valeur	Unité
Masse volumique	$\rho$	8900	kg/m <sup>3</sup>
Capacité calorifique massique	$C_p$	398	J/(kg.K)

Conductivité thermique	k	400	W/(m.K)
Coefficient d'absorption	$\alpha$	0.95	/

Le tableau II.4 donne les propriétés thermo-physiques de l'isolant. Il s'agit d'un matériau la laine de verre.

**Tableau II. 4 :** Propriétés thermo-physiques de l'isolant [19]

Propriété physique	Symbole	Valeur	Unité
Masse volumique	$\rho$	40	kg/m <sup>3</sup>
Capacité calorifique massique	$C_p$	840	J/(kg.K)
Conductivité thermique	k	0.041	W/(m.K)
Diffusivité thermique	$\kappa$	10.7	10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s

Les propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur (l'eau) peuvent être évaluées en utilisant des corrélations expérimentales.

- La masse volumique [20]

$$\rho_f = -3 \times 10^{-3} T_{fm}^2 + 1.505 T_{fm} + 816.781 \quad (\text{II. 1})$$

où  $T_{fm}$  est la température moyenne du fluide.

- La chaleur spécifique [20]

$$Cp_f = -4.63 \times 10^{-5} T_{fm}^3 + 0.0552 T_{fm}^2 - 20.86 T_{fm} + 6719.637 \quad (\text{II. 2})$$

- La conductivité thermique [20]

$$k_f = 0.6067 \left( -1.26523 + 3.704 \left( \frac{T_{fm}}{298.15} \right) - 1.43955 \left( \frac{T_{fm}}{298.15} \right)^2 \right) \quad (\text{II. 3})$$

et n est le facteur de forme des nanoparticules qui est égal à 3 pour les nanoparticules de forme sphérique.

- La viscosité dynamique [21]

$$\mu_f = 2.414 \times 10^{-5} \times 10^{247.8/(T_{fm}-14)} \quad (\text{II. 4})$$



### II. 3. Bilan énergétique du capteur

Les équations de bilan font apparaître des paramètres qui décrivent la géométrie du système, la nature de l'écoulement du fluide caloporteur, les pertes par convection et par rayonnement. La précision du modèle dépend fortement de ces paramètres. Le but de cette étude est de prévoir la température dans chaque couche du capteur, pour cela on utilise le principe de conservation de l'énergie pour chaque élément du système qui peut donc être présenté par une équation de bilan d'énergie.

Dans le modèle proposé, le volume de contrôle analysé du capteur solaire à plaque plate contient un tube et est divisé en cinq nœuds (couvercle en verre, entrefer, absorbeur, fluide et isolant) perpendiculaire à la direction d'écoulement du liquide, (Figure II.3).

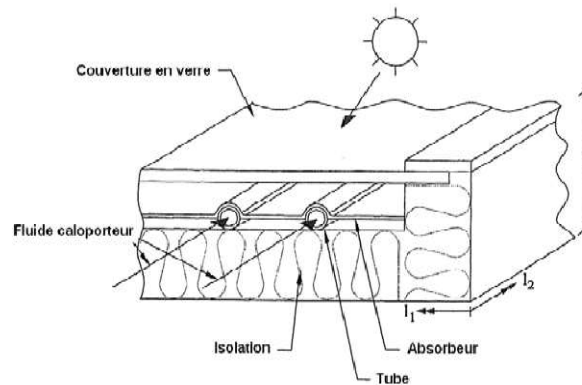


Figure II. 3: Schéma du modèle de capteur solaire plan [24]

Pour chaque composant ( $i$ ) du capteur solaire plan, l'équation générale de bilan thermique peut s'écrire

$$\rho_i c p_i \frac{dT_i}{dt} + \text{div}(\vec{\varphi}_{cd} + \vec{\varphi}_r) = 0 \quad (\text{II. 5})$$

L'indice  $i$  correspond aux composants du capteur v, f, p, et is.  $\vec{\varphi}_{cd}$  et  $\vec{\varphi}_r$  sont respectivement les vecteurs des densités de flux conductif et radiatif.

Les paramètres influents sur le fonctionnement du capteur sont de deux natures différentes :

- Les paramètres intrinsèques qui sont les caractéristiques propres du capteur c.à.d. ses propriétés physiques et géométriques du capteur et celles du fluide caloporteur qui le traverse.
- Les paramètres extrinsèques sont les conditions climatiques.

#### II. 3. 1. Hypothèses

La simplification des équations différentielles représentant le phénomène étudié nécessite l'adoption de quelques hypothèses simplificatrices qui décrivent la physique du problème. Ces hypothèses sont les suivantes

- ▶ Débit massique uniforme dans les tubes collecteurs.
- ▶ Le collecteur fonctionne en régime permanent.
- ▶ La construction est de type feuille et tubes parallèles.
- ▶ Le collecteur fournit un flux uniforme aux tubes.

- ▶ Transfert de chaleur unidimensionnel à travers les couches du système.
- ▶ Il n'y a pas de transfert de chaleur dans le sens du flux, l'énergie est transférée dans le sens du flux par le transfert de masse.
- ▶ Le transfert de chaleur depuis les bords du capteur est négligeable.
- ▶ Les propriétés du verre et de l'isolation sont indépendantes de la température.
- ▶ Toutes les propriétés thermo-physiques du fluide et de l'air dépendent de la température.
- ▶ Il y a un flux de chaleur unidimensionnel à travers l'isolation basse et latérale et à travers le système de couverture.
- ▶ Il y a une baisse de température négligeable à travers le couvercle.
- ▶ Le couvercle est opaque au rayonnement infrarouge.
- ▶ Le ciel peut être considéré comme un corps noir pour un rayonnement de longue longueur d'onde à une température du ciel équivalente.
- ▶ Les gradients de température autour des tubes peuvent être négligés.
- ▶ Les pertes supérieures et inférieures se font vers la même température ambiante.

### II. 3. 2. Bilan thermique des différentes parties du capteur

Les équations gouvernantes peuvent être dérivées en appliquant le bilan énergétique général pour chaque zone dans le volume de contrôle analysé du capteur plan

#### a. La vitre

La faible épaisseur du couvercle permet d'envisager une température uniforme à travers celui-ci. En considérant les propriétés thermo-physiques du couvercle constantes, l'équation de chaleur peut être dérivée d'un bilan énergétique sur une partie d'épaisseur  $\delta_v$  et d'aire de  $(L\Delta z)$  du volume de contrôle  $V$  (Figure II.4).

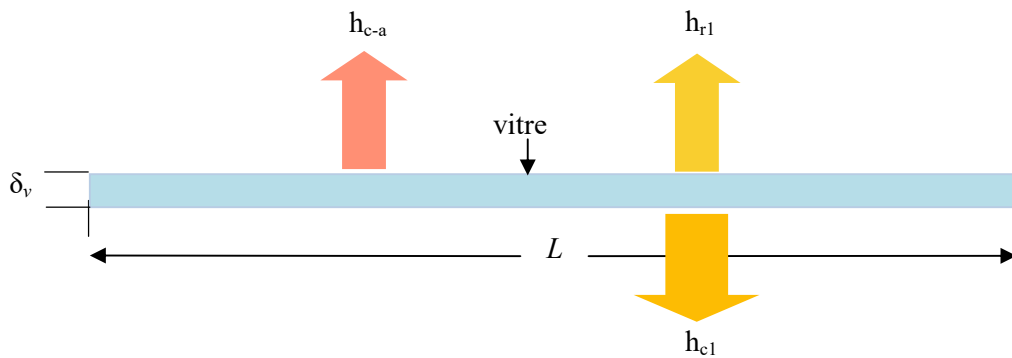


Figure II.4 : Le transfert de chaleur 1-D à travers le couvercle

La chaleur est transférée à travers le vitrage par convection entre celui-ci et le milieu ambiant et par rayonnement entre le soleil et l'absorbeur. Ainsi l'équation énergétique s'écrit comme suit

$$\rho_v c p_v V_v \frac{dT_v}{dt} = [h_{c-a}(T_a - T_v) + h_{r1}(T_p - T_v) + h_{c1}(T_p - T_v) + \tau_v I] L \Delta z \quad (\text{II. 6})$$

### b. Cavité d'air entre la vitre et l'absorbeur

En tenant compte des propriétés thermo-physiques transitoires de l'air, on applique le bilan thermique sur la zone de cavité d'air du volume de contrôle en considérant la chaleur transférée dans la cavité par convection entre celui-ci et le vitrage de la face supérieure et l'absorbeur et la face inférieure (Figure II.5).

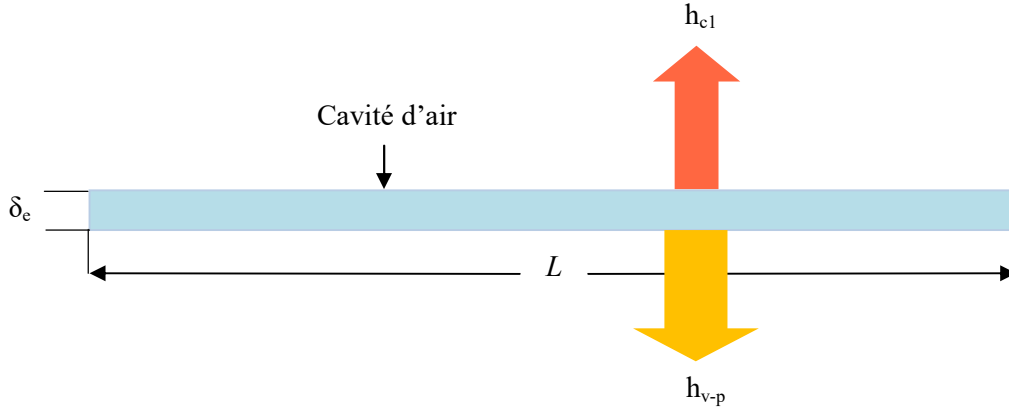


Figure II.5 : Le transfert de chaleur 1-D à travers l'air

L'équation de l'énergie peut être écrite comme suit

$$\rho_e(T_e) c p_e(T_e) V_e \frac{dT_e}{dt} = [h_{v-p}(T_p - T_e) + h_{c1}(T_v - T_e)] L \Delta z \quad (\text{II. 7})$$

### c. L'absorbeur

On applique le bilan énergétique dans la zone d'absorbeur, tout en tenant les propriétés thermo-physiques transitoires du matériau de l'absorbeur (Figure II.6).

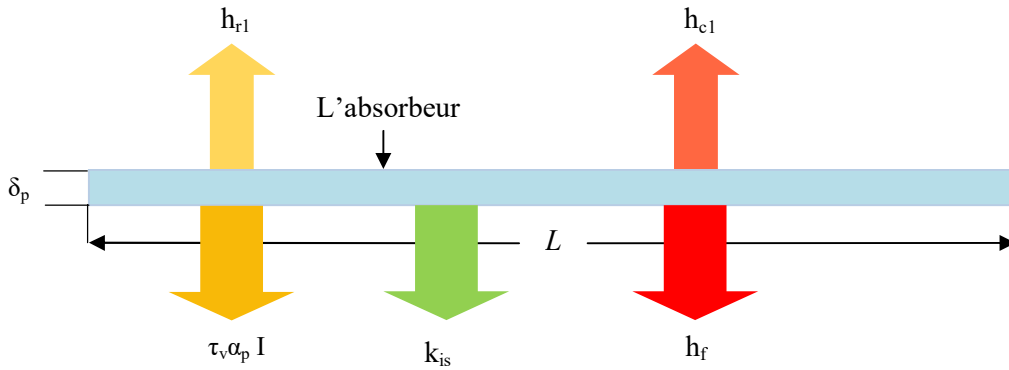


Figure II.6 : Transfert thermique 1-D à travers l'absorbeur

En considérant l'irradiance solaire sur l'absorbeur dans le volume de contrôle, le rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage, la conduction entre l'absorbeur et la zone d'isolation et le transfert thermique par convection avec le flux de fluide, on aboutit la relation suivante

$$\rho_p(T_p) c p_p(T_p) V_p \frac{dT_p}{dt} = \left[ (\tau_v \alpha_p) I + h_{r1}(T_v - T_p) + h_{c1}(T_v - T_p) + \frac{k_{is}}{\delta_{is}}(T_{is} - T_p) \right] L \Delta z + \pi D_i h_f \Delta z (T_f - T_p) \quad (\text{II. 8})$$

**d. L'isolation**

On applique le bilan thermique sur la zone d'isolation du volume de contrôle, de propriétés thermo-physiques constantes, en considérant le transfert de chaleur par conduction entre l'isolant et l'absorbeur et par rayonnement entre l'isolant et le milieu ambiant (Figure II.7).

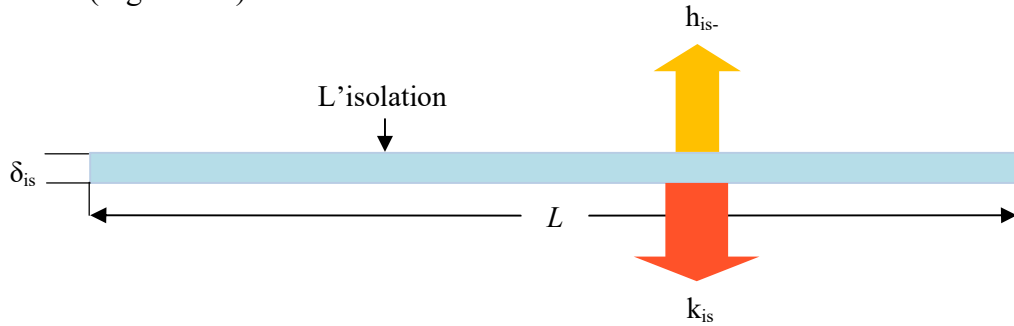


Figure II.7 : Transfert thermique 1-D dans l'isolant

L'équation du bilan énergétique thermique est

$$\rho_{is}c_{pis}V_{is} \frac{dT_{is}}{dt} = \frac{k_{is}}{\delta_{is}}(T_p - T_{is}) + h_{is-a}(T_a - T_{is}) \quad (II. 9)$$

**e. Le fluide caloporteur**

A l'aide d'un bilan énergétique appliqué sur la zone du fluide caloporteur du volume de contrôle, on considère que la variation de l'énergie totale est égale à la chaleur transférée par le fluide durant son déplacement figure II.8.

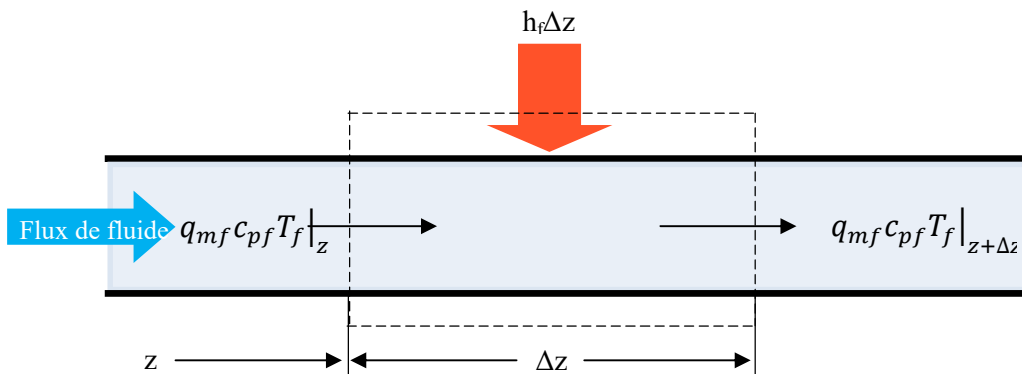


Figure II.8 : Bilan d'énergie dans un volume de contrôle du fluide dans le capteur plan

En tenant compte de la variation des propriétés thermo-physique du fluide, il en résulte

$$\rho_f(T_f)c_{pf}(T_f)A \frac{\partial T_f}{\partial t} = \pi D_i h_f (T_p - T_f) - q_{mf}c_{pf}(T_f) \frac{\partial T_f}{\partial z} \quad (II. 10)$$

## II. 4. Pertes thermiques du capteur

Dans un état en équilibre le taux de chaleur utile délivrée par un capteur solaire est égal au taux d'énergie absorbée par le fluide caloporteur moins les pertes de chaleur directes ou indirecte de la surface à l'environnement. Ces pertes thermiques sont dues à la différence de température entre les différents constituants du capteur solaire ainsi qu'avec le milieu ambiant.

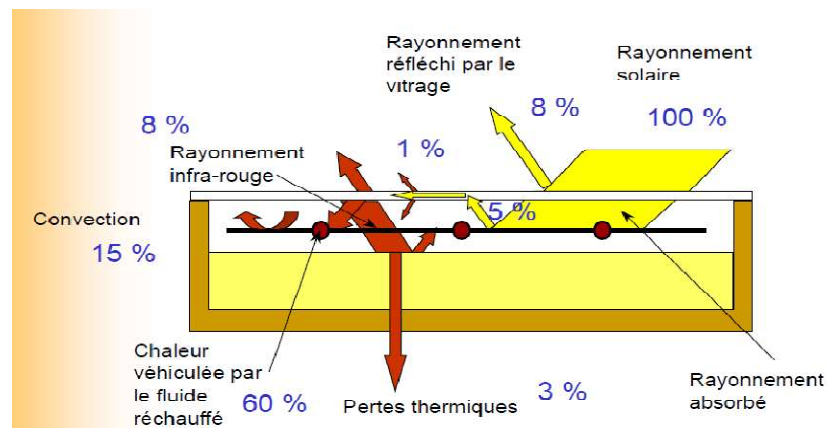


Figure II.9 : Pertes de chaleur typiques d'un capteur solaire plan [23]

Elles peuvent avoir lieu par l'intervention des trois modes de transfert thermique :

### Pertes par convection :

Ce mode de transfert intervient entre le couvercle et le milieu extérieur, l'absorbeur et la lame d'air, la lame d'air et la couverture. Le coefficient de pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur, sa température, et le coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant alors qu'il diminue avec l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre.

### Pertes par conduction :

Les pertes par conduction peuvent avoir lieu entre l'absorbeur et la vitre lorsque ces derniers sont très proches, comme elles existent au niveau de l'isolation de la partie arrière et latérale du capteur.

### Pertes par rayonnement :

Le matériau utilisé du couvercle laisse passer le rayonnement solaire incident mais il est opaque au rayonnement infrarouge réémis par l'absorbeur porté à une température entre de 35 à 100°C. La face interne du couvercle absorbe ce rayonnement infrarouge, puis elle subit une augmentation de température et rayonne à son tour moitié vers l'extérieur et moitié vers l'absorbeur (effet de serre). Ainsi, les pertes par rayonnement sont diminuées de moitié et un ajout de couvercle fait réduire encore ces pertes.

Ces pertes peuvent être classées en trois catégories :

- pertes vers le haut,
- pertes vers le bas,
- pertes latérales.

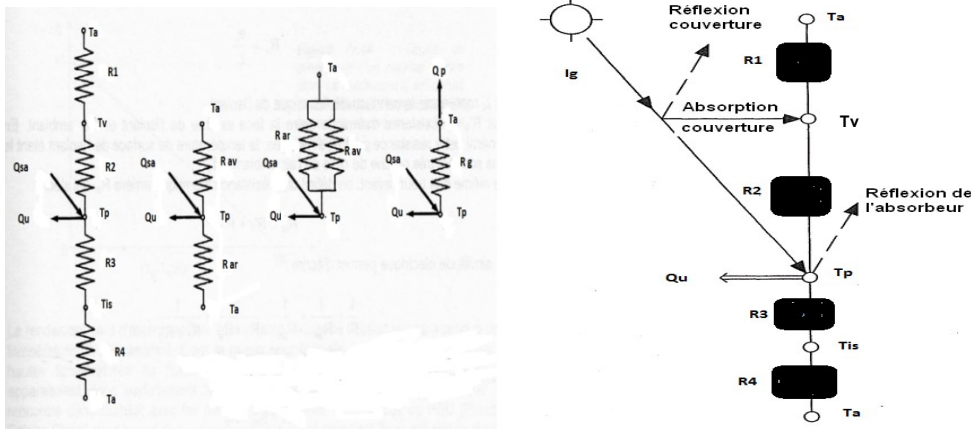


Figure II.10 : Circuit électrique équivalent relatif au capteur solaire plan [24]

Une analogie électrique avec les différentes pertes thermiques lors des échanges de chaleur effectués sur les différents éléments du capteur, peut être ainsi adoptée pour effectuer l'analyse thermique. Le schéma du circuit équivalent est ainsi illustré par la figure (II.9). A partir du schéma électrique équivalent on définit

- $R_1$  : Résistance thermique entre le milieu ambiant et le couvercle,
- $R_2$  : Résistance thermique entre le couvercle et l'absorbeur,
- $R_3$  : Résistance thermique entre l'absorbeur et l'isolant,
- $R_4$  : Résistance thermique entre l'isolant et le milieu ambiant.

## II. 4. 1. Les pertes de la partie haute du capteur

### a. Echange de chaleur entre le vitrage et le milieu extérieur

Comme le montre la figure (II.9), les pertes entre le vitrage et le milieu extérieur sont dues essentiellement aux transferts de chaleur par convection et par rayonnement.

$$\varphi_{p,h1} = (h_{c,v-a} + h_{r,v-ciel})(T_v - T_a) \quad (II. 11)$$

où  $h_{r,v-ciel}$  est le coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et le ciel défini comme suit

$$h_{r,v-cie} = \frac{\sigma \varepsilon_c (T_v^4 - T_{ciel}^4)}{T_v - T_a} \quad (II. 12)$$

avec  $T_{ciel} = 0.0552T_a^{1.5}$ , et  $h_{c,v-a}$  est le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'ambiant défini par la relation suivante[1]

$$h_{c,v-a} = 5.67 + 3.86V_{vent} \quad (II. 13)$$

Ainsi, la résistance équivalente entre le vitrage et le milieu ambiant  $R_1$  est donnée par

$$R_1 = \frac{1}{h_{c,v-a} + h_{r,v-cie}} \quad (II. 14)$$

### b. Echange de chaleur entre le vitrage et l'absorbeur

Dans cette couche l'échange thermique, entre le vitrage et l'absorbeur, se fait par convection et par rayonnement.

$$\varphi_{p,h2} = (h_{r,p-v} + h_{c,p-v})(T_p - T_v) \quad (II. 15)$$

où  $h_{r,p-v}$  est le coefficient d'échange par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre défini comme suit

$$h_{r,p-v} = \frac{\sigma \varepsilon_v (T_p + T_v) (T_p^2 + T_v^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} \quad (\text{II. 16})$$

et  $h_{c,p-v}$  est le coefficient d'échange par convection naturelle dans la cavité. Il est défini à partir de la corrélation suivante [1]

$$\begin{aligned} \text{Nu}_e = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708 [\sin(1.8\beta)]^{1.6}}{\text{Ra}_j \cos(\beta)} \right] \cdot \left( 1 - \frac{1708}{\text{Ra}_j \cos(\beta)} \right)^+ \\ + \left[ \left( \frac{\text{Ra}_j \cos(\beta)}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \end{aligned} \quad (\text{II. 17})$$

avec  $\beta$  est l'angle d'incidence du capteur et Ra est le nombre de Rayleigh défini par l'expression suivante

$$\text{Ra} = \frac{g(T_p - T_v)\delta_e^3}{T_{ma} \nu_e \alpha_e}$$

où  $\delta_e$  est l'espace entre l'absorbeur et la vitre,  $\nu_e$  est la viscosité cinématique et  $T_{ma}$  est la température moyenne de l'air dans la cavité définie par  $T_{ma} = (T_v + T_p)/2$ .

Dans la relation, les segments désignés par «+» doivent être considérés uniquement s'ils prennent des valeurs positives. Sinon, ils doivent être remplacés par une valeur nulle.

En conséquence, la résistance équivalente entre le vitrage et l'absorbeur  $R_2$  définie par relation

$$R_2 = \frac{1}{h_{c,p-v} + h_{r,p-v}}, \quad h_{c,p-v} = \frac{\text{Nu}_e k_a}{\delta_e} \quad (\text{II. 18})$$

Ainsi, le coefficient de pertes de la haute partie du capteur à la température ambiante est

$$U_h = \frac{1}{(R_2 + R_1)} \quad (\text{II. 19})$$

#### II. 4. 2. Les pertes de la partie basse du capteur

Au sein de l'isolant, la résistance par convection est souvent négligeable devant celle due à la conduction [1]. De ce fait, les pertes de la partie basse du capteur sont exprimées par l'expression suivante

$$\varphi_{p,b} = \frac{k_{is}(T_p - T_{is})}{\delta_{is}} \quad (\text{II. 20})$$

d'où, le coefficient de pertes inférieures  $U_b$  est défini comme suit

$$U_b = \frac{k_{is}}{\delta_{is}} = \frac{1}{R_3}, \quad R_4 = \frac{1}{h_{is-a}} \approx 0 \quad (\text{II. 21})$$

Ainsi, le coefficient de pertes globales  $U_p$  est exprimé par la somme suivante

$$U_p = U_h + U_b \quad (\text{II. 22})$$

Comme les pertes se font vers la même température ambiante, la densité du flux de chaleur total perdu est définie par la relation suivante

$$\varphi_p = U_p (T_p - T_a) \quad (\text{II. 23})$$

## II. 5. Etude thermique de l'absorbeur

Malheureusement, l'irradiation solaire  $I$  reçue sur le capteur n'est pas complètement utilisable. En fonction de la capacité de transmission lumineuse  $\tau_v$  de la vitre, une intensité du rayonnement réduite atteint l'absorbeur  $\phi_{r,p} = \tau_v \alpha_p I$  tandis qu'une partie est réfléchi par le couvercle.

La paroi absorbante s'échauffe sous l'effet de l'absorption d'une quantité  $\phi_{r,p}$  du rayonnement solaire incident. La partie « entre tubes » de l'absorbeur, de longueur  $w - D_e$ , constitue deux ailettes voisines de deux tubes successifs c.à.d. elle joue le rôle d'ailette de chauffage par rapport au tube. Le fluide qui circule dans le tube récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température à la traversée du capteur.

### II. 5. 1. Profil de température de l'absorbeur

On va déterminer le profil de température de la paroi absorbante dans la direction  $Oy$  perpendiculaire à la direction  $Oz$  de l'écoulement du fluide.

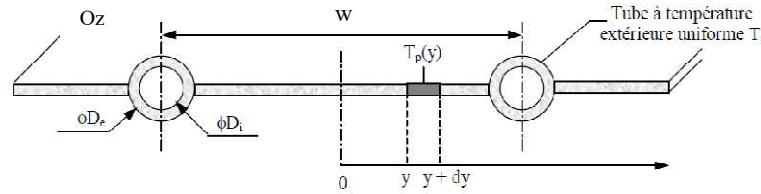


Figure II.11 : Schéma en coupe de l'absorbeur [1]

Le bilan thermique d'un élément de la plaque de longueur unité compris entre  $y$  et  $y+dy$  s'écrit comme suit

$$\phi_{r,p} - k_p \delta_p \left. \frac{\partial T_p}{\partial y} \right|_y = -k_p \delta_p \left. \frac{\partial T_p}{\partial y} \right|_{y+dy} + U_p (T_p - T_a) dy \quad (\text{II. 24})$$

Elle se réécrit sous la forme d'une équation différentielle du 2<sup>ème</sup> ordre

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} = \frac{U_p}{k_p \delta_p} \left( T_p - T_a - \frac{\phi_{r,p}}{U_p} \right) \quad (\text{II. 25})$$

A l'aide des conditions aux limites, on aboutit à la solution suivante

$$\frac{T_p(y) - T_a - \frac{\phi_{r,p}}{U_p}}{T_t - T_a - \frac{\phi_{r,p}}{U_p}} = \frac{\cosh(my)}{\cosh\left(m \frac{w-D_e}{2}\right)} \quad (\text{II. 26})$$

avec  $m = \sqrt{\frac{U_p}{k_p \delta_p}}$  et  $T_t$  est la température moyenne de l'ailette.



## II. 5. 2. Efficacité de l'ailette

Comme cité précédemment, la plaque comprise entre  $y = 0$  et  $y = \left(\frac{w-D_e}{2}\right)$  joue le rôle d'une ailette d'échauffement par rapport au tube. Le flux transféré (par unité de longueur selon Oz), à travers cette ailette en  $y = \left(\frac{w-D_e}{2}\right)$ , vers le tube s'écrit

$$dQ_{p \rightarrow t} = -k_p \delta_p \frac{\partial T_p}{\partial y} \Big|_{y=\frac{w-D_e}{2}} = \frac{1}{m} [\phi_{r,p} - U_p (T_t - T_a)] \tanh \left[ \frac{m(w - D_e)}{2} \right] \quad (\text{II. 27})$$

Si toute cette ailette était à la température uniforme  $T_t$ , le flux transféré de l'ailette au tube est maximal et s'écrirait

$$dQ_{p \rightarrow t \max} = [\phi_{r,p} - U_p (T_t - T_a)] \left( \frac{w - D_e}{2} \right) \quad (\text{II. 28})$$

Ainsi, le rendement de l'ailette est défini par

$$F = \frac{dQ_{p \rightarrow t}}{dQ_{p \rightarrow t \max}} = \frac{\tanh[m(w - D_e)/2]}{[m(w - D_e)/2]} \quad (\text{II. 29})$$

## II. 5. 3. Efficacité de l'absorbeur

L'efficacité de l'absorbeur est le rapport entre la résistance thermique de la plaque absorbante et le milieu ambiant sur la résistance thermique entre le fluide et le milieu ambiant. Elle représente le rendement de l'absorbeur et est définie par la formule suivante

$$F' = \frac{\frac{1}{U_p}}{w \left[ \frac{1}{(w-D_e)F + D_e U_p} + \frac{1}{h_{c3} \pi D_i} + \frac{\delta_t}{k_t \pi D_i} \right]} \quad (\text{II. 30})$$

avec  $h_{c3}$  est le coefficient d'échange thermique par convection entre la paroi intérieur du tube avec le fluide caloporteur.

Le schéma électrique analogue au flux thermique utile gagné par le tube et transmis au fluide est représenté par la figure ci-dessous.

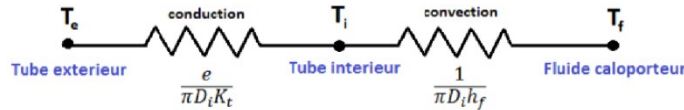


Figure II.12 : Schéma électrique de l'absorbeur

## II. 6. Distribution de la température dans la direction du flux

### II. 6. 1. Profil de température du fluide

Le bilan thermique d'un élément du tube compris entre  $z$  et  $z+dz$  défini par la l'équation (II.10) se réécrit comme suit

$$\frac{q_{mf}}{n} c_{pf} \frac{\partial T_f}{\partial z} = d\phi_u dz = w F' [\phi_{r,p} - U_p (T_f - T_a)] dz \quad (\text{II. 31})$$

où  $q_{mf}$  est le débit massique total du fluide parcourant les  $n$  tubes.

Après une intégration entre 0 et  $z$ , et en supposant que  $U_p$  et  $F'$  ne dépendent pas de  $z$ , on obtient le profil de température longitudinal du fluide défini par la relation suivante

$$\frac{T_f(z) - T_a - \frac{\phi_{r,p}}{U_p}}{T_{fe} - T_a - \frac{\phi_{r,p}}{U_p}} = \exp\left(-\frac{n w F' U_p}{q_{mf} c_{pf}} z\right) \quad (\text{II. 32})$$

### II. 6. 2. Température moyenne du fluide

Afin de déterminer la température moyenne du fluide dans le tube, on utilise la relation suivante

$$T_{fm} = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(z) dz \quad (\text{II. 33})$$

qui conduit à la relation suivante

$$T_{fm} = T_a + \frac{\phi_{r,p}}{U_p} + \left(T_{fe} - T_a - \frac{\phi_{r,p}}{U_p}\right) \frac{q_{mf} c_{pf}}{n A F' U_p} \left[1 - \exp\left(-\frac{n A F' U_p}{q_{mf} c_{pf}}\right)\right] \quad (\text{II. 34})$$

### II. 6. 3. Flux utile

Le flux utile gagné par le fluide à travers la surface totale  $A = L \times l$  de l'absorbeur est déterminé par la relation suivante

$$Q_u = n \int_0^L d\varphi_u(z) dz = n \int_0^L w F' [\phi_{r,p} - U_p (T_f(z) - T_a)] dz \quad (\text{II. 35})$$

qui conduit au résultat suivant

$$Q_u = \frac{q_{mf} c_{pf}}{U_p} \left[1 - \exp\left(-\frac{A F' U_p}{q_{mf} c_{pf}}\right)\right] [\phi_{r,p} - U_p (T_{fe} - T_a)] \quad (\text{II. 36})$$

### II. 6. 4. Coefficient de la convection forcée

Le transfert de chaleur sur la surface interne du tube collecteur

$$h_f = \frac{Nu_f k_f}{D_i} \quad (\text{II. 37})$$

où le nombre de Nusselt est calculé à l'aide de la formule empirique suggérée par Duffie et Beckman [1]

$$Nu_f = Nu_{\infty} + \frac{a \left(\text{Re}_f \text{Pr}_f (D_i/L)\right)^{n_1}}{1 + b \left(\text{Re}_f \text{Pr}_f (D_i/L)\right)^{n_2}} \quad (\text{II. 38})$$

pour  $1 < \text{Re}_f \text{Pr}_f \frac{D_i}{L} \leq 1000$

En supposant que l'écoulement à l'intérieur des tubes est pleinement développé, les valeurs de  $Nu_{\infty}$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $n_1$  et  $n_2$  sont respectivement de 4,4, 0,00398, 0,0114, 1,66 et 1,12 pour la condition aux limites de flux de chaleur constant.

## II. 6. 5. Facteur de conductance du capteur $F_R$ et facteur de débit $F''$

Le flux calculé précédemment représente le gain, en énergie utile, réel du capteur. Si la totalité de la surface du collecteur est à la même température d'entrée du fluide, le flux utile gagné par le fluide est maximale et est égale à

$$Q_{u,max} = A[\phi_{r,p} - U_p(T_{fe} - T_a)] \quad (\text{II. 39})$$

Le rapport entre cette quantité et le gain en énergie utile réelle du capteur défini par la relation (II.36) représente le facteur de conductance du capteur  $F_R$  défini par l'expression suivante

$$F_R = \frac{q_{mf}c_{pf}}{AU_p} [1 - \exp(-\frac{AU_p F'}{q_{mf}c_{pf}})] \quad (\text{II. 40})$$

où  $\frac{q_{mf}c_{pf}}{AU_p}$  représente débit massique adimensionnel du capteur.

De plus, le taux d'extraction de l'énergie thermique réelle du collecteur peut être défini aussi par

$$Q_u = q_{mf}(c_{pfs}T_{fs} - c_{pfe}T_{fe}) \quad (\text{II. 41})$$

d'où la définition générale du facteur de conductance est

$$F_R = \frac{q_{mf}(c_{pfs}T_{fs} - c_{pfe}T_{fe})}{A[\phi_{r,p} - U_p(T_{fe} - T_a)]} \quad (\text{II. 42})$$

Le rapport entre le facteur de conductance de l'absorbeur  $F_R$  et l'efficacité de l'absorbeur  $F'$ , définit le facteur de débit

$$F'' = \frac{F_R}{F'} \quad (\text{II. 43})$$

## II. 7. Rendement du capteur plan

Le rendement thermique d'un capteur exprime sa capacité à convertir l'énergie solaire en chaleur, et à la transférer au fluide caloporteur avec un minimum de pertes. Cette performance est définie comme le rapport entre l'énergie thermique utile  $Q_u$  et l'énergie solaire incidente reçue par l'absorbeur. Ainsi l'efficacité thermique instantanée du capteur est

$$\eta = \frac{q_{mf}(c_{pfs}T_{fs} - c_{pfe}T_{fe})}{AI} = F_R \left[ \eta_0 - \frac{U_p(T_{fe} - T_a)}{I} \right] \quad (\text{II. 44})$$

où  $\eta_0$  représente le rendement optique du capteur.

## II. 8. Comportement hydrodynamique du fluide caloporteur

### II. 8. 1. Profil de vitesse

Dans la région entièrement développée, le profil de vitesse pour un écoulement laminaire incompressible peut être aisément déterminé. Il est parabolique et est défini par la relation suivante

$$u_z(r, z) = -\frac{1}{4\mu} \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right) R^2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (\text{II. 45})$$

La caractéristique des conditions hydrodynamiques dans cette région, est que la composante radiale de vitesse  $u_r$  et le gradient de la composante axiale  $u_z$  de la vitesse sont partout zéro  $u_r(r, z) = 0$ ,  $\frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \Rightarrow u_z(r, z) = u_z(r) = u(r)$ .

La vitesse qui est maximale pour  $r = 0$  est définie par :

$$u_{max} = \frac{D_i^2}{16\mu} \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right) \quad (\text{II.46})$$

et la vitesse moyenne peut être déterminée par la relation suivante :

$$u_m = \frac{q_{mf}}{\rho s} = \frac{8}{D_i^2} \int_0^{D_i/2} u(r) r dr = \frac{D_i^2}{32\mu} \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{u_{max}}{2}, \quad (\text{II.47})$$

où  $s$  est l'aire de la section du tube.

### II. 8. 2. Perte de charge (facteur de friction et coefficient de frottement)

Afin de maintenir le flux interne dans la conduite, la détermination de la chute de pression est nécessaire, elle permet d'assurer un écoulement suffisant du fluide en convection naturelle (thermosiphon pour l'eau, effet de cheminée pour l'air) ou de calculer la puissance de la pompe de circulation ou du ventilateur en convection forcée. Cette variation de pression entre l'entrée et la sortie de la conduite de longueur  $L$  représente les pertes de charge linéaire et elle est définie par la relation suivante

$$\Delta P = \frac{32\mu L u_m}{D_i^2} = \frac{128\mu L}{\pi \rho D_i^4} q_{mf} \quad (\text{II.48})$$

Pour déterminer la chute de pression, il est commode d'utiliser le facteur de friction, qui est un paramètre sans dimension défini comme

$$f = - \frac{(\partial p / \partial z) D_i}{1/2 \rho u_m^2} \quad (\text{II.49})$$

où  $\rho$  et  $u_m$  sont respectivement les valeurs de la masse volumique du fluide et la vitesse moyenne de l'écoulement. Cette quantité est différente du coefficient de frottement défini par la relation suivante

$$C_f = \frac{\tau_p}{\frac{1}{2} \rho u_m^2} \quad (\text{II.50})$$

avec  $\tau_p$  est la contrainte pariétale donnée par

$$\tau_p = -\mu \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_{r=D_i/2} = \frac{D_i \Delta p}{4L} \quad (\text{II.51})$$

Ainsi le coefficient de frottement se réécrit comme suit

$$C_f = \frac{D_i \Delta P}{2 \rho u_m^2 L} = \frac{f}{4} \quad (\text{II.52})$$

En substituant la chute de pression définie par l'équation (II.48) dans la relation (II.52), on obtient l'expression du facteur de friction, en régime laminaire, suivante

$$f = 64/Re \quad (\text{II.53})$$

## II. 9. Organigramme de modèle de calcul

La figure II.13 représente l'organigramme de l'algorithme de calcul de notre modèle mathématique développé pour simuler les performances du capteur thermique.

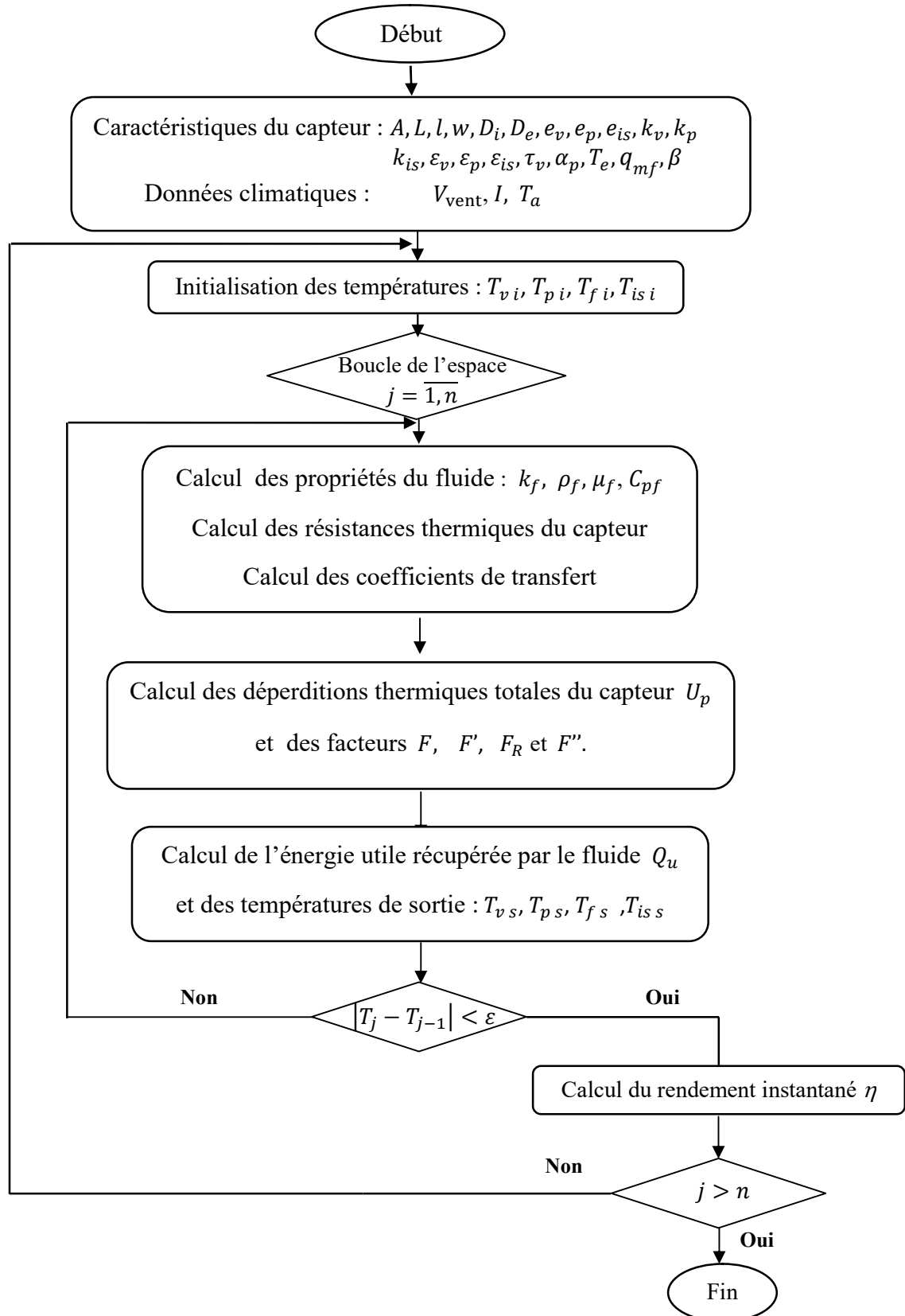


Figure II.13 : Organigramme de notre modèle établi

## **II. 10. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons présenté les concepts nécessaires pour la modélisation thermique et hydrodynamique du capteur à travers une description des étapes essentielles de l'analyse énergétique de ses différentes parties. Le modèle mathématique développé pour la simulation des performances du capteur solaire plan, en régime permanent, a été résumé sous forme d'organigramme.

L'étude de l'influence de certains paramètres qualitatifs et quantitatifs sur le taux d'absorption de l'énergie solaire dans le capteur plan, et en conséquence, sur la température de sortie et sur le rendement, est l'étape qu'on va entamer au chapitre suivant.



**CHAPITRE III.**

**Résultats et discussion**

### III. 1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons et analysons les différents résultats de notre modélisation numérique d'un capteur solaire plan à eau, en régime stationnaire, réalisé à l'aide du code Matlab. Une fois le modèle numérique élaboré pour notre capteur est validé par comparaison de l'un de nos résultats numériques avec le résultat de littérature, nous l'avons utilisé pour mettre en évidence l'influence de quelques paramètres opérationnels et leurs effets sur les comportements, thermique et hydrodynamique, et en conséquence, la performance énergétique du capteur solaire plan.

L'analyse variationnelle adoptée est à travers une visualisation graphique sous forme de courbes des effets de certains paramètres externes comme la température d'entrée, le débit massique, l'intensité du rayonnement et l'angle d'inclinaison ; et d'autres intérieures comme l'épaisseur et la conductivité de l'absorbeur sur les caractéristiques thermiques ( $T_s$ ,  $h_{moy}$ ,  $\eta$ ) et hydrodynamiques ( $C_f$ ) du capteur.

### III. 2. Validation du modèle

La fiabilité du code de calcul a été testée par la comparaison des résultats numériques obtenus représentant la distribution de la température le long du tube de l'absorbeur, pour une intensité du rayonnement  $I=800\text{W/m}^2$  et des valeurs de vitesse d'entrée du fluide caloporteur  $U$  (0.001m/s, 0.005m/s, 0.01m/s, 0.05m/s) avec les résultats numériques disponibles dans la littérature [6]. A partir de figures (III.1.a) et (III.1.b) qui montrent respectivement les résultats de Karanth [6] et nos résultats numériques, on observe clairement une concordance entre les résultats, ce qui confirme la validité du modèle numérique.

### III. 3. Influence des paramètres opérationnels sur le champ thermique

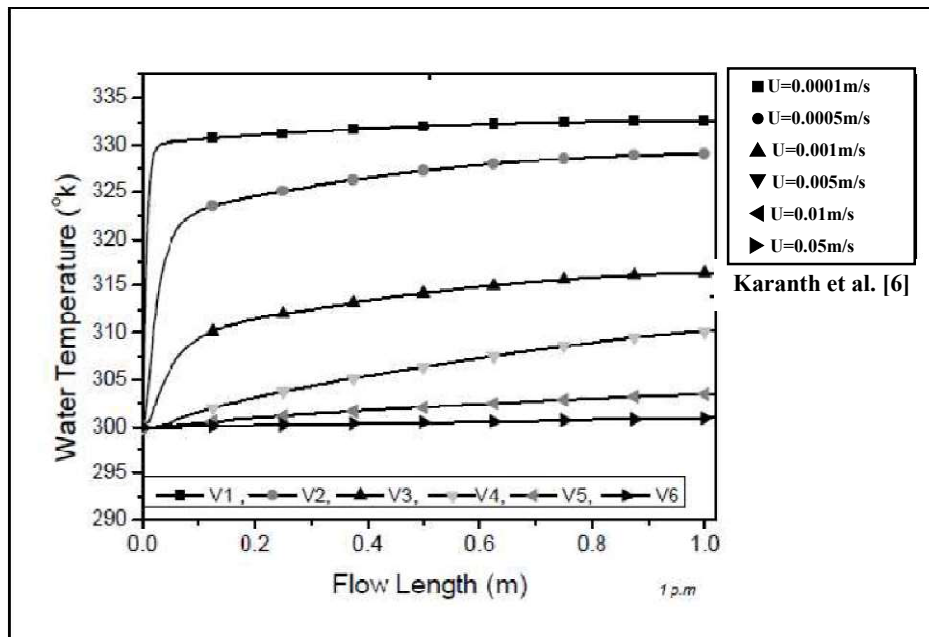
Après avoir validé notre modèle du capteur, dans ce qui suit, on va l'exploiter afin d'étudier l'influence de quelques paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire, ce qui constitue un outil adapté pour l'étude de conception des capteurs solaire.

#### III. 3. 1. Influence des paramètres externes

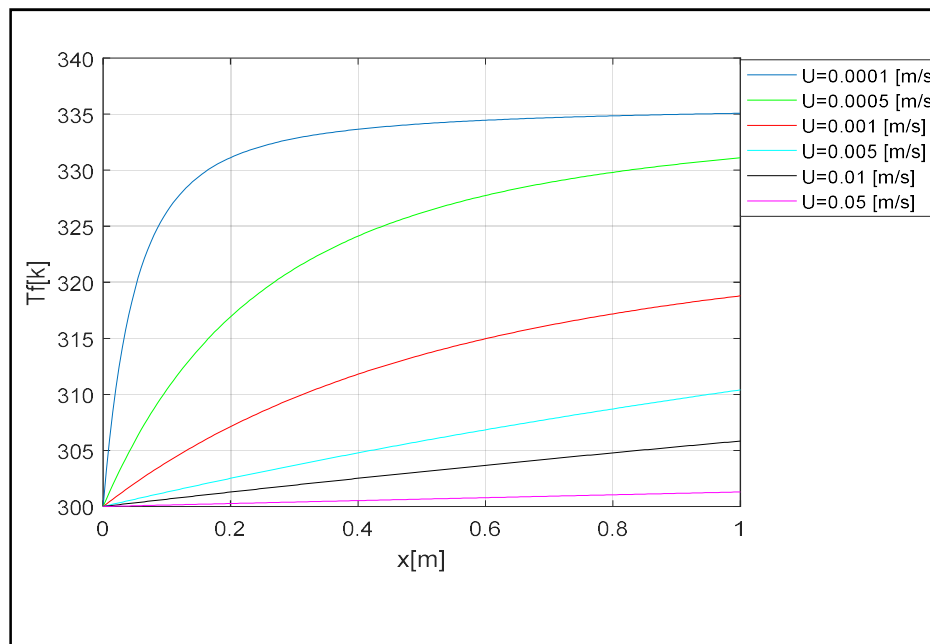
Dans cette partie, on présente les résultats de l'étude numérique des paramètres externes influant directement sur les performances du capteur : le coefficient d'échange convectif moyen  $h_m$ , la température de sortie du fluide caloporteur et le rendement thermique. Les paramètres externes sont

- paramètres d'ensoleillement : intensité du rayonnement solaire global,
- l'écart entre la température ambiante et la température d'entrée du fluide,
- vitesse du vent





(a)

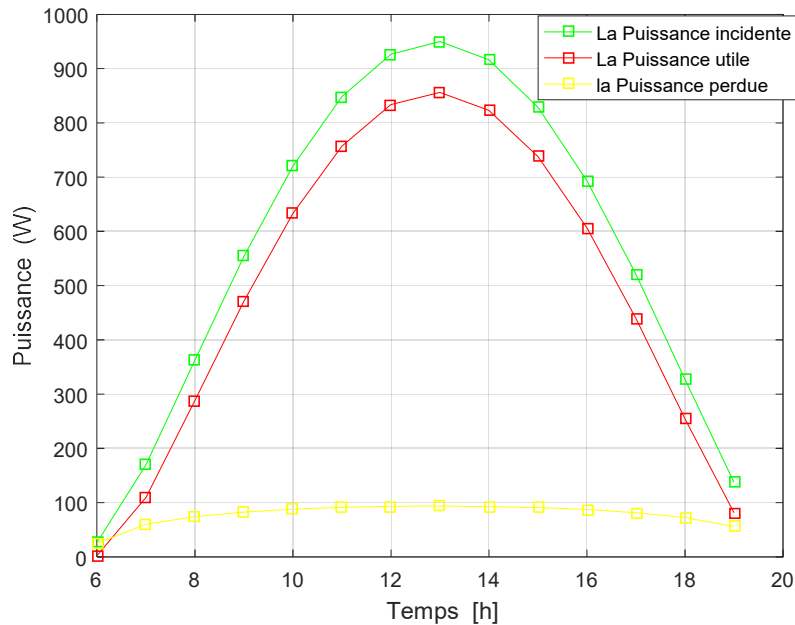


(b)

Figure III.1 : Validation du modèle développé (b) avec les résultats de Karanth (a)

### III. 3. 1. 1. Influence du rayonnement solaire global

Le taux de chaleur utile délivrée par un capteur solaire est égal au taux d'énergie absorbée par le fluide caloporteur moins les pertes de chaleur (chaleur stockée est nulle). La figure III.2 donne un aperçu des ordres de grandeurs des différentes puissances mises en jeu au sein du capteur solaire étudié : la puissance incidente, la puissance utile et la puissance perdue. Cette dernière est due à la différence de température entre les différents constituants du capteur ainsi qu'avec le milieu ambiant.



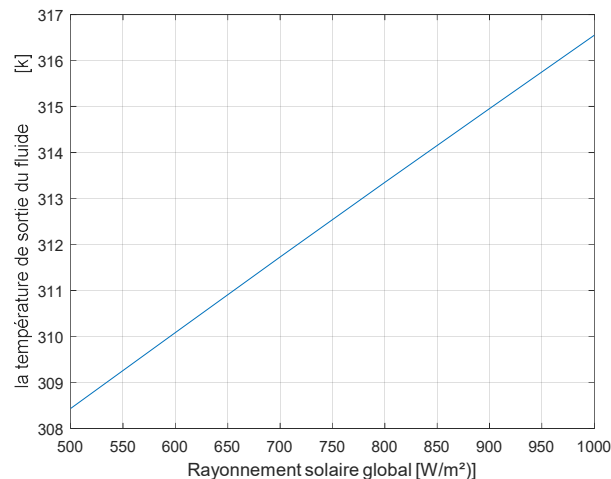
**Figure III.2 :** Variation temporelle des différentes puissances mise en jeu dans le capteur

On constate que le coefficient de déperdition de notre capteur est relativement faible (10%). La puissance utile capturée par le fluide caloporteur dépend fortement de l'éclairement solaire global incident sur la surface du collecteur. Ainsi, l'intensité du rayonnement solaire d'un capteur est un paramètre essentiel influant sur la puissance utile, le coefficient d'échange convectif, la température de sortie et le rendement thermique du capteur.

Dans ce qui suit, après avoir fixé la température d'entrée du fluide sur  $T_{fe}=300K$  et la valeur de température d'entrée  $T_a=298K$ , on va présenter les résultats de l'étude, en régime stationnaire, de l'influence de l'intensité du rayonnement (perpendiculaire au capteur  $\beta=0$ ) sur ces variables.

### a. la température de sortie du fluide

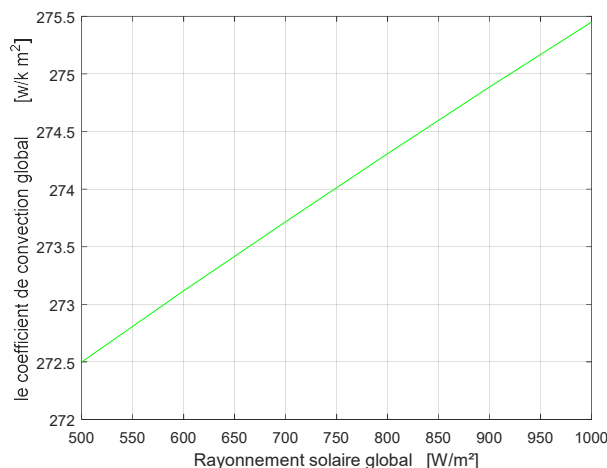
La variation de la température de sortie du fluide avec l'intensité du rayonnement est illustrée sur la figure (III.3). On observe un accroît de la température de sortie du fluide avec l'augmentation de l'intensité globale rayonnement. On constate que, l'augmentation de l'intensité solaire globale fait accroître l'énergie utile capturée par le fluide caloporteur au niveau des tubes de la plaque absorbante. En conséquence, avec un taux d'échauffement plus élevé, le fluide sort du capteur avec une température plus élevée.



**Figure III.3 :** Variation de la température de sortie avec l'intensité du rayonnement

### b. le coefficient de convection global du fluide

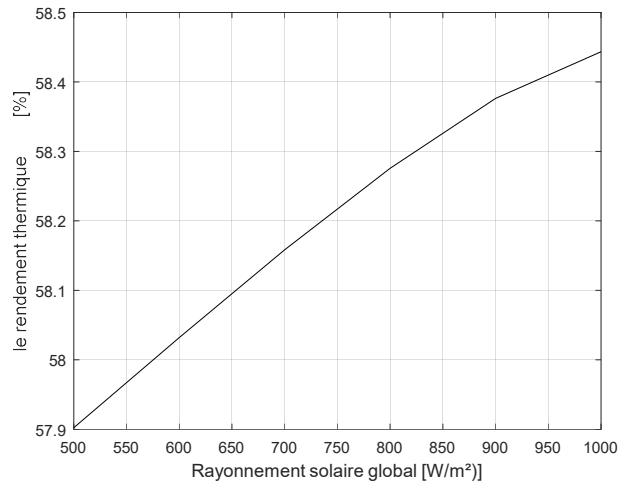
La figure (III.4) montre l'effet de l'intensité du rayonnement sur le coefficient de convection global. On remarque une augmentation du coefficient de transfert convectif avec l'augmentation de l'intensité du rayonnement globale. En effet, l'augmentation de l'intensité d'éclairement solaire accroît la quantité de chaleur transmise à travers la vitre, absorbée au niveau de l'absorbeur puis intercepté par le fluide sortant, ainsi, du collecteur plus chauffé.



**Figure III.4 :** Variation du coefficient de convection global avec l'intensité du rayonnement

### c. le rendement thermique du capteur

La courbe illustrée sur la figure (III.5) représente l'évolution du rendement thermique en fonction du changement de l'intensité du rayonnement global. On note qu'un accroît de l'intensité de l'éclairement solaire conduit à une quantité d'énergie, absorbée par fluide, plus élevée et par conséquent une légère amélioration du rendement énergétique du capteur.



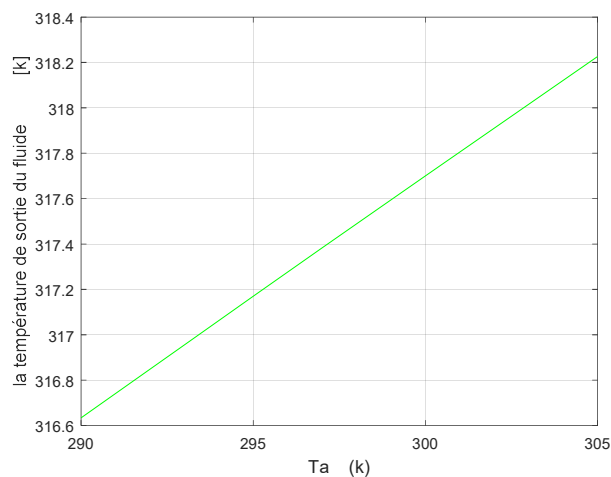
**Figure III.5 :** Variation du rendement thermique avec l'intensité du rayonnement

### III. 3 . 1 . 2. Influence avec la température ambiante

En fixant le capteur sur la position horizontale, l'intensité du rayonnement global sur  $I=800\text{W/m}^2$  et la température d'entrée du fluide sur  $T_{fe}=300\text{K}$ , on a fait varier la température ambiante entre les valeurs  $T_a=293, 295, 297, 300\text{K}$  pour étudier son influence sur les variables  $T_s$ ,  $h_c$  et  $\eta$ . Les résultats sont présentés ci-dessous.

#### a. la température de sortie du fluide

La figure (III.6) illustre l'effet de la température ambiante sur la température de sortie du fluide caloporteur. On observe une variation croissante de la température de sortie du fluide avec la température d'ambiance.



**Figure III.6 :** Variation de la température de sortie avec la température ambiante

En effet, une réduction de l'écart entre la température du fluide caloporteur et celle de l'ambiance, comme on l'a vérifié au bilan thermique (chapitre précédent), entraîne une augmentation de l'énergie utile interceptée par le fluide caloporteur traduite par un accroît de sa température de sortie.

De plus, avec une température ambiante plus élevée que la température d'entrée du fluide, le capteur reçoit plus de chaleur du rayonnement solaire ainsi que de l'atmosphère ce qui augmente de plus la température de sortie du fluide.

### b. le coefficient de convection global du fluide

L'influence de la température ambiante sur le coefficient de transfert convectif global du fluide caloporteur est illustrée sur la figure (III.7). On remarque que l'augmentation de la température ambiante diminue son écart avec la température d'entrée du fluide et entraîne ainsi un accroît du coefficient de transfert convectif global. Cela est dû à la diminution des pertes thermiques et, ainsi, l'augmentation du flux utile recueilli par l'absorbeur et transféré au fluide circulant à travers le tube.

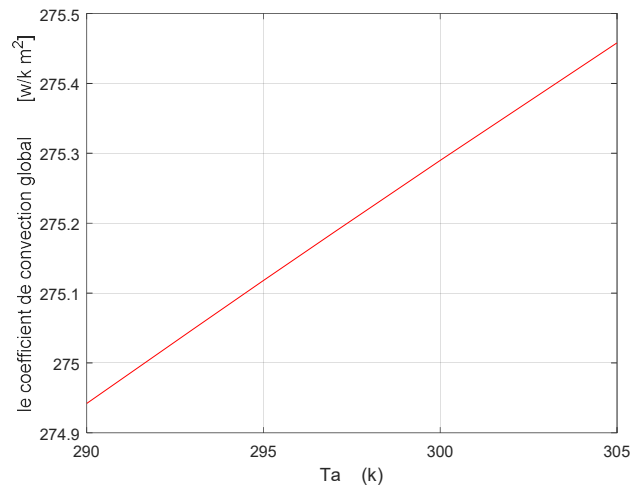
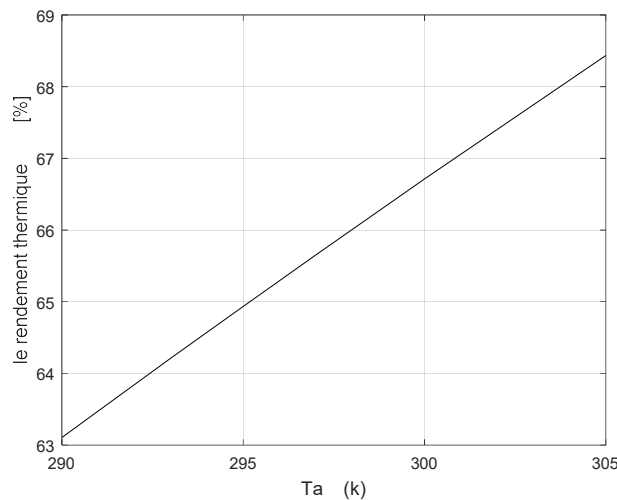


Figure III.7 : Variation du coefficient de convection global avec la température ambiante

### c. le rendement thermique du capteur

Sur la figure (III.8), on note une variation croissante du rendement thermique avec l'augmentation de la température de l'ambiance. En conséquence, plus l'écart entre les températures de l'ambiance et du fluide d'entrée est petit plus les déperditions soient petites ce qui conduit évidemment à un rendement plus grand.

En outre, lorsque la température ambiante dépasse la température d'entrée du fluide, l'atmosphère environnante devient une source de chaleur supplémentaire, hors que le rayonnement solaire, pour le capteur ce qui garde, ainsi, l'accroissement de son rendement thermique.



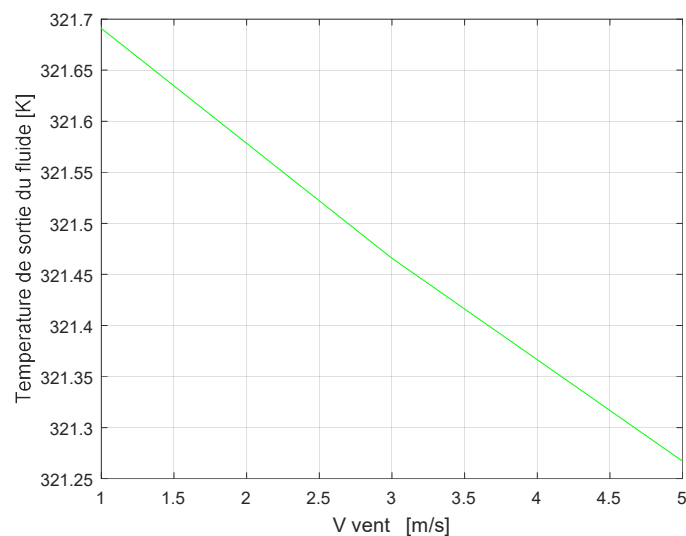
**Figure III.8 :** Variation du rendement thermique avec la température ambiante

### III. 3. 1. 3. Influence de la vitesse du vent

Après avoir fixé le capteur sur la position horizontale, l'intensité du rayonnement global sur  $I=800\text{W/m}^2$ , la température d'entrée du fluide sur  $T_{fe}=300\text{K}$  et une température ambiante  $T_a=298\text{K}$  ; on a fait varier la vitesse du vent entre les valeurs  $v_{vent}=1\text{ m/s}$ ,  $3\text{ m/s}$  et  $5\text{m/s}$  pour étudier l'effet de cette variation sur les caractéristiques  $T_s$ ,  $h_c$  et  $\eta$ . Les résultats sont présentés ci-dessous.

#### a. la température de sortie du fluide

La figure (III.9) montre l'effet de la vitesse du vent sur la température de sortie du fluide caloporteur. On constate qu'une augmentation de la vitesse du vent, provoquant les pertes thermiques extérieures par convection surtout au niveau du couvercle entraîne, en conséquence, une légère diminution de la température du fluide à la sortie du collecteur.



**Figure III.9 :** Variation de la température de sortie avec la vitesse du vent

### b. le coefficient de convection global du fluide

L'effet de la variation de la vitesse du vent sur le coefficient de transfert convectif du fluide est illustré par la figure (III.10). On observe une légère diminution du coefficient de convection global avec l'augmentation de la vitesse du vent. Cela est dû à l'accroît de l'écart de température entre l'ambiance et celle du fluide à l'entrée, produit par l'augmentation de la vitesse du vent, ce qui diminue, ainsi, le flux utile capté le fluide et réduit le coefficient de transfert convectif global du collecteur.

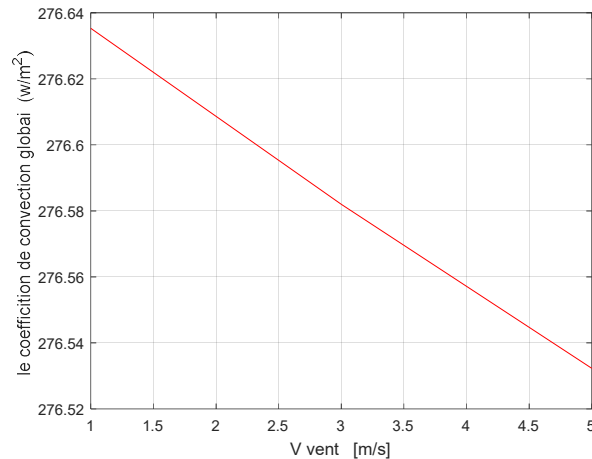


Figure III.10 : Variation du coefficient de convection global avec la vitesse du vent

### c. le rendement thermique du capteur

L'influence de la vitesse du vent sur le rendement thermique du capteur est illustrée sur la figure (III.11). On remarque que le rendement est inversement proportionnel avec la vitesse du vent. En effet, l'accroissement de la vitesse du vent augmente l'échange de chaleur par convection sur l'interface externe du couvercle. De ce fait, le vent provoque le processus de déperditions thermiques (pertes) par convection vers l'extérieur et crée une baisse des températures des éléments du capteur notamment de sa vitre et conduit, ainsi, à une réduction du rendement thermique. On constate que les faibles vitesses du vent sont les plus favorables.

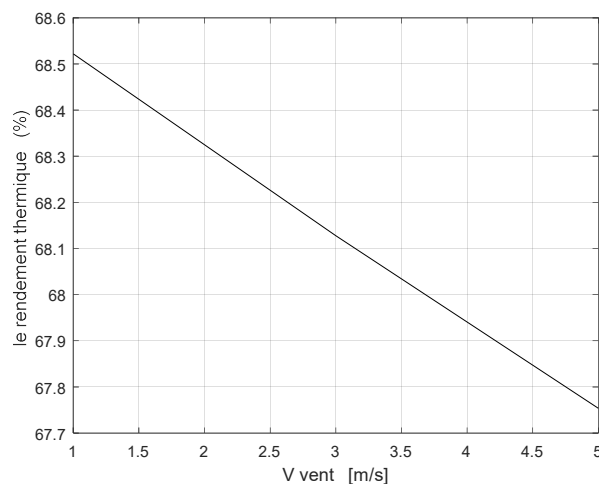


Figure III.11 : Variation du rendement thermique avec la vitesse du vent

### III. 3. 2. Influence des paramètres internes

Dans cette partie, après avoir fixé les paramètres externes ( $I=800\text{W/m}^2$ ,  $T_{fe}=300\text{K}$ ,  $T_a=298\text{K}$ ), nous avons exploité notre modèle du capteur pour étudier l'influence de ses paramètres internes, géométriques et de fonctionnement, sur certaines caractéristiques de ses performances, notamment, le coefficient d'échange convectif moyen  $h_m$ , la température de sortie  $T_s$  du fluide caloporteur et le rendement thermique.

#### III. 3. 2. 1. Influence des propriétés optiques de la vitre

A cette étape, on a mis le capteur sur la position horizontale  $\beta=0$  et on a fait varier les caractéristiques optiques de sa vitre en variant sa matière entre verre à vitre, polycarbonate et poly-méthacrylate. Les résultats sont présentés ci-dessous.

##### a. la température de sortie du fluide

L'influence des propriétés optiques de la vitre sur la température de sortie du fluide est illustrée sur la figure (III.12). On remarque que la valeur la plus élevée de température de sortie du fluide est pour le cas de la vitre en poly-méthacrylate. Cet accroissement de température est lié au facteur d'émissivité, qui est plus grand pour le poly-méthacrylate, aidant le couvercle à transmettre plus de rayonnement incident. De ce fait, le fluide reçoit plus d'échauffement et sort du capteur avec une température plus élevée.

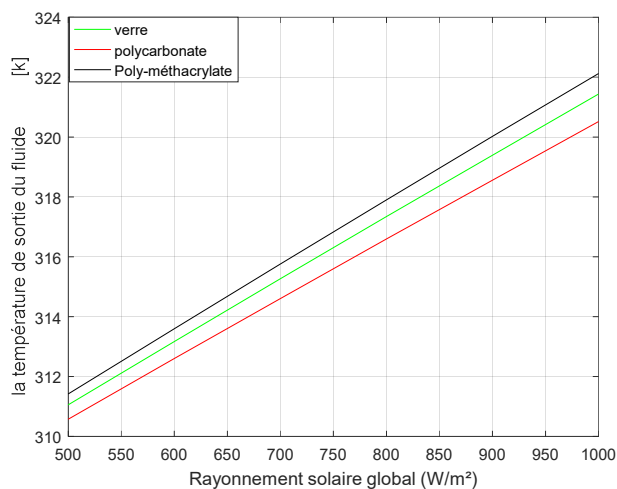
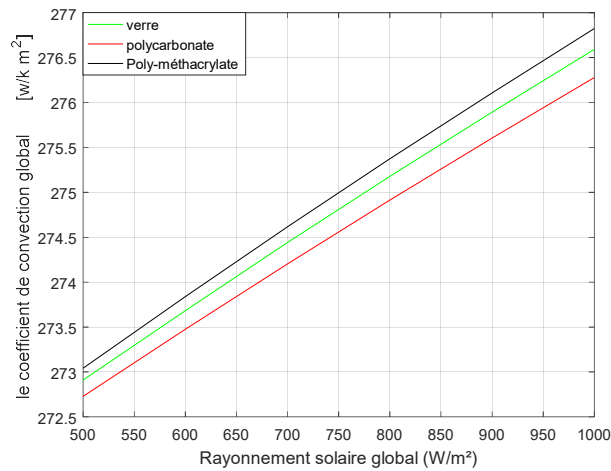


Figure III.12 : Variation de la température de sortie avec les propriétés optiques de la vitre

##### b. le coefficient de convection global du fluide

La figure (III.13) montre l'effet des caractéristiques optiques du couvercle sur le coefficient de transfert convectif global. On constate que la vitre en poly-méthacrylate, de facteur de transmission supérieur à celui du verre et du polycarbonate, transmet plus de quantité du rayonnement incident ce qui augmente, en conséquence, la quantité de chaleur interceptée par le fluide caloporteur et crée une amélioration du coefficient de convection global.

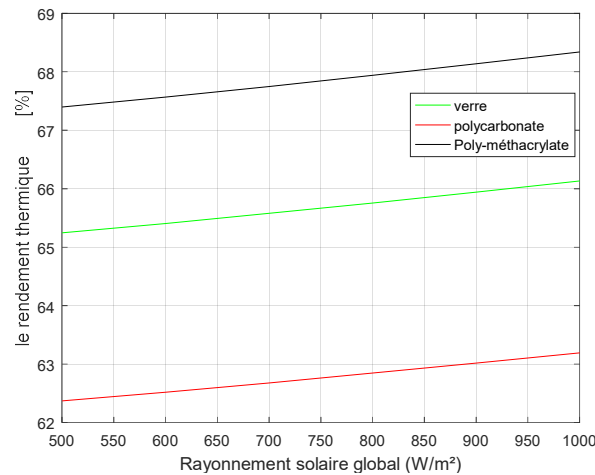




**Figure III.13** : Variation du coefficient de convection global avec les propriétés optiques de la vitre

### c. le rendement thermique du capteur

La figure (III.14) confirme que le poly-méthacrylate, possédant le facteur de transmission le plus élevé, transmet une quantité plus grande du rayonnement incident, comparant au verre et au polycarbonate, et par conséquent donne le meilleur rendement thermique. Ainsi, l'emploi du poly-méthacrylate pour le couvercle du capteur est le plus adéquat.



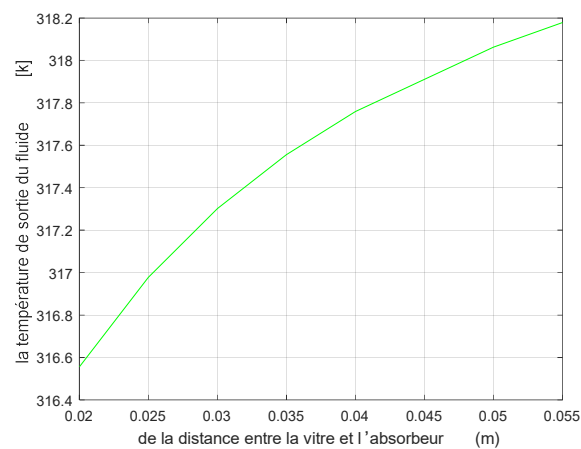
**Figure III.14** : Variation du rendement du capteur avec les propriétés optiques de la vitre

### III. 3. 2. 2. Influence de la distance entre la vitre et l'absorbeur

Après avoir choisi la matière de poly-méthacrylate pour le couvercle, on a fait varier la distance  $\delta_e$  entre le couvercle et la plaque absorbante entre les valeurs 2cm, 2.5cm, 3cm, 3.5cm, 4cm, 4.5cm et 5cm, tout en gardant le capteur sur sa position l'horizontale  $\beta=0$ . Les résultats obtenus sont présentés ci-dessous sous forme de courbes.

### a. la température de sortie du fluide

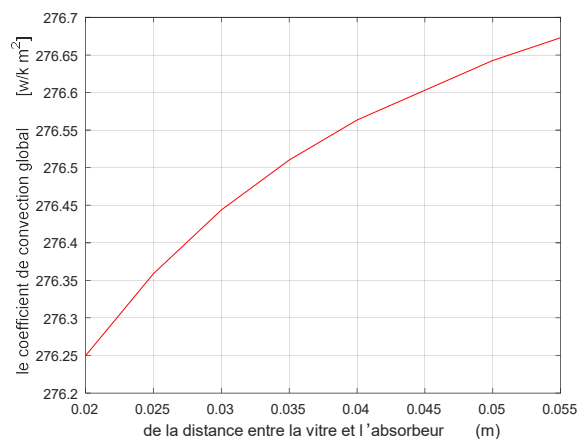
La figure (III.15) représente l'effet de variation de la distance  $\delta_e$  entre la vitre et la plaque absorbante sur la température de sortie du fluide. On remarque que l'augmentation de cette distance augmente la température de sortie. Effectivement, l'absorbeur absorbe à la fois le flux solaire incident transmis par la vitre et celui réfléchi par les parois latérales (l'effet de serre). La lame d'air statique d'épaisseur  $\delta_e$  situé entre la vitre et l'absorbeur se comporte comme un isolant vis-à-vis de la transmission par conduction. Un élargissement de cet espacement renforce l'isolation et diminue les pertes thermiques ce qui intensifie ainsi, l'échauffement du fluide. De ce fait, le fluide reçoit plus de chaleur et sort du capteur avec une température plus élevée.



**Figure III.15** : Variation de la température de sortie avec la distance entre la vitre et l'absorbeur

### b. le coefficient de convection global du fluide

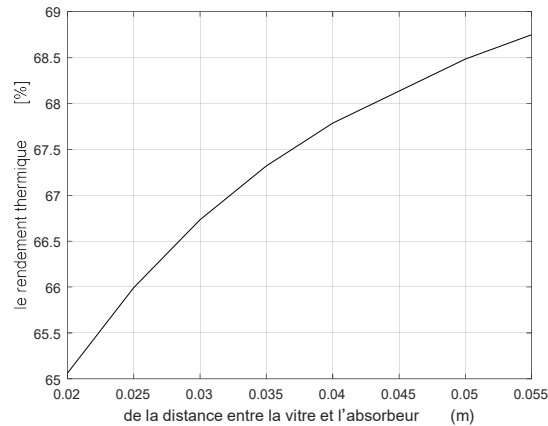
L'influence de la distance  $\delta_e$  entre la vitre et la plaque absorbante sur le coefficient de transfert convectif du fluide est illustrée sur la figure (III.16). On observe que l'augmentation de cette distance accroît le coefficient de transfert convectif global. Cela est dû à l'effet d'isolation thermique créée dans l'entrefer et qui s'accroît avec l'élargissement de cette distance ce qui entraîne une diminution des pertes thermiques aidant l'absorbeur à transmettre plus de chaleur au fluide ce qui augmente, en conséquence, le coefficient de transfert convectif global du capteur.



**Figure III.16** : Variation du coefficient de convection global avec la distance entre la vitre et l'absorbeur

### c. le rendement thermique du capteur

La figure (III.17) montre l'effet de variation de la distance  $\delta_e$  entre la vitre et la plaque absorbante sur le rendement thermique du capteur. On remarque que l'augmentation de cette distance entraîne une augmentation du rendement thermique. Cela se traduit par l'effet d'isolation thermique engendré par la lame d'air statique, situé entre la vitre et l'absorbeur, diminuant les déperditions thermiques. De ce fait, une augmentation du flux utile est transmise par l'absorbeur au fluide et se reflète par un accroît du rendement thermique du capteur.



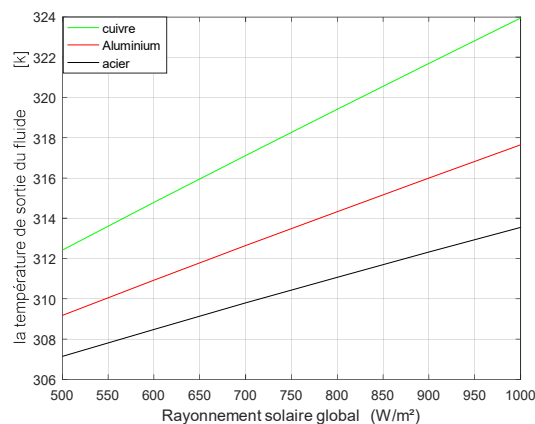
**Figure III.17 :** Variation du rendement thermique avec la distance entre la vitre et l'absorbeur

### III. 3. 2. 3. Influence du matériau de l'absorbeur

Afin de vérifier l'effet des caractéristiques thermo-physiques et optiques de la plaque absorbante, on a fait varier le matériau de la plaque entre le cuivre, l'aluminium et l'acier. Les résultats obtenus sont présentés ci-dessous sous forme de courbes.

#### a. la température de sortie du fluide

L'effet des caractéristiques thermo-physiques et optiques de la plaque absorbante sur la température de sortie du fluide est illustré sur figure (III.18). On remarque que la température de sortie la plus élevée est pour le cas du matériau de cuivre. Cela peut être expliqué par sa bonne absorption du rayonnement solaire, sa capacité thermique réduite et sa meilleure conductivité de chaleur au fluide recueillant plus de chaleur et sortant, ainsi, du collecteur par une température plus élevée.



**Figure III.18 :** Variation de la température de sortie avec le matériau de l'absorbeur

### b. le coefficient de convection global du fluide

L'influence des propriétés du matériau de la plaque absorbante sur le coefficient de transfert convectif global du capteur est illustrée sur la figure (III.19). On observe que la plus grande valeur du coefficient de transfert convectif est pour le cas d'absorbateur en cuivre. Cela est dû aux propriétés thermo-physiques et optiques qui sont meilleures pour le cas du matériau de cuivre, ce qui permet au fluide d'intercepter le plus d'énergie thermique au cours de son passage le long du tube.

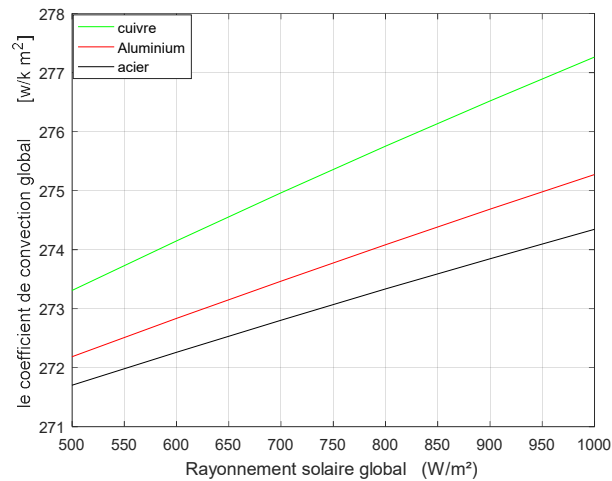


Figure III.19 : Variation du coefficient de convection global avec le matériau de l'absorbateur

### c. le rendement thermique du capteur

La figure (III.20) représente le rendement thermique pour différents matériaux de la plaque absorbante. D'après cette figure le meilleur rendement fourni par le capteur est pour le cas de cuivre qui possède une bonne absorption optique et une meilleure conductivité thermique comparé aux autres matériaux, lui permettant de mieux véhiculer la chaleur absorbée vers le fluide caloporteur. Ainsi, une plaque absorbante en cuivre conduit à des meilleures performances que celle en aluminium ou en acier.

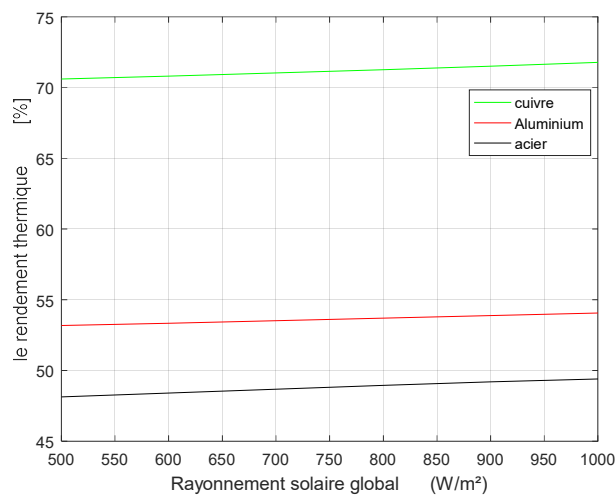


Figure III.20 : Variation du rendement thermique du capteur avec le matériau de l'absorbateur

### III. 3. 2. 4. Influence des dimensions des tubes

Après avoir choisi le Poly-méthacrylate comme matière pour la vitre et le cuivre pour l'absorbeur, on a fait varier la propriété géométrique principale des tubes qui est le diamètre interne entre les valeurs :  $D_i = 10\text{mm}$ ,  $12\text{mm}$ ,  $13\text{mm}$ ,  $15\text{mm}$ . Les résultats obtenus sont présentés ci-dessous sous forme de courbes.

#### a. la température de sortie du fluide

L'effet du diamètre des tubes de l'absorbeur sur la température de sortie du fluide est illustré sur la figure (III.21). On observe une légère amélioration de la température de sortie avec l'accroissement du diamètre des tubes. Effectivement, un faible accroît du diamètre apporte une diminution de la vitesse d'écoulement du fluide créant une légère augmentation de l'épaisseur de la couche limite thermique traduite par une faible diminution du gradient de température entre la paroi interne du tube et le fluide. De ce fait, une augmentation du taux d'échauffement du fluide se produit, créant une élévation de sa température de sortie.

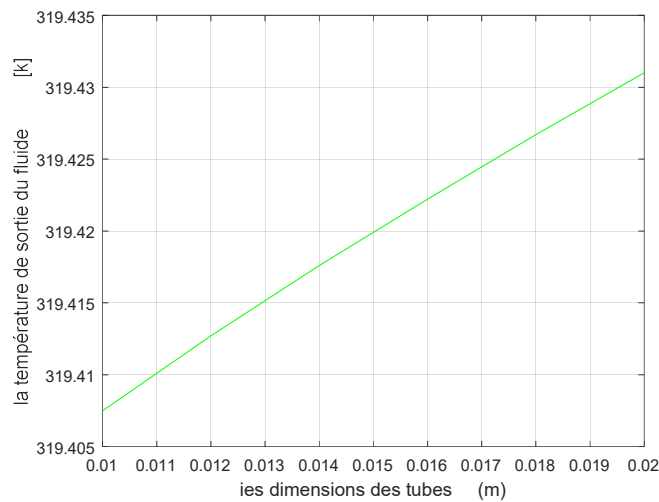
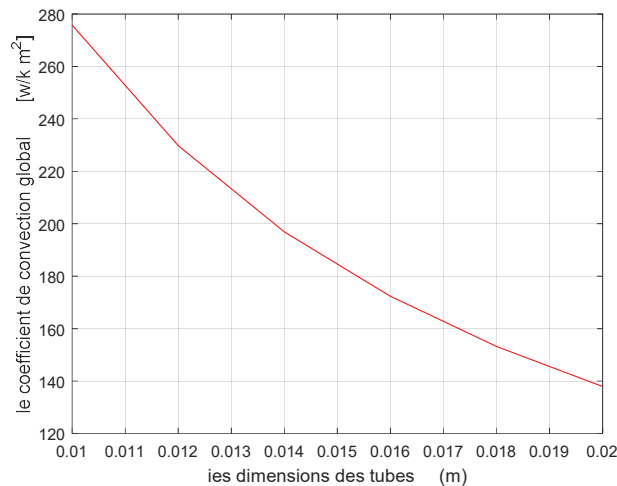


Figure III.21 : Variation de la température de sortie avec le diamètre interne des tubes

#### b. le coefficient de convection global du fluide

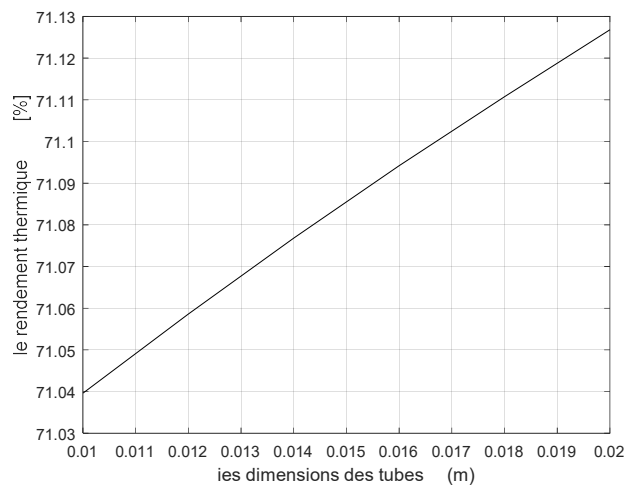
La figure (III.22) montre l'évolution du coefficient de convection global, à débit massique constant, avec la variation du diamètre des tubes de l'absorbeur. On observe une légère diminution du coefficient convectif avec l'accroissement du diamètre des tubes. Cela est dû à la diminution de la vitesse d'écoulement qui réduit l'énergie transportée par le fluide au cours de son écoulement.



**Figure III.22** : Variation du coefficient de convection global avec le diamètre interne des tubes

### c. le rendement thermique du capteur

L'influence du diamètre des tubes de l'absorbeur sur le rendement thermique du capteur est représentée sur la figure (III.23). On observe un petit accroissement du rendement avec l'augmentation du diamètre des tubes. On constate que, la diminution de la vitesse moyenne d'écoulement du fluide, favorisant son brassage contre la paroi interne du tube, augmente l'écart entre ses températures d'entrée et de sortie et mène, par conséquent, à un rendement plus élevé.



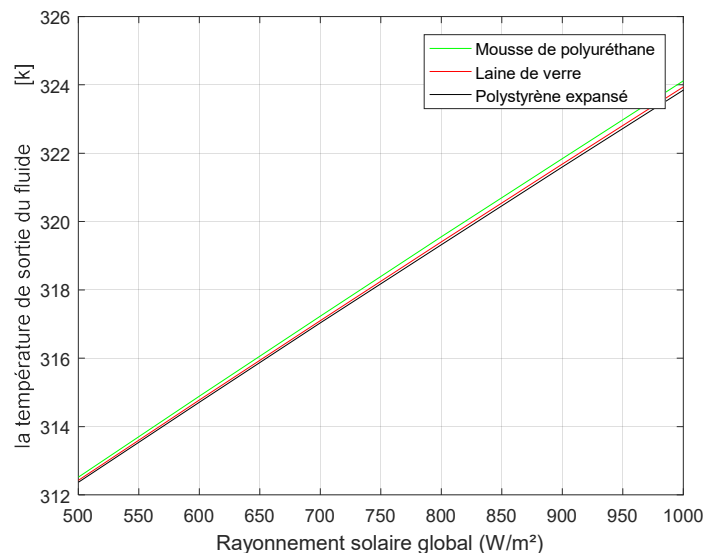
**Figure III.23** : Variation du rendement thermique du capteur avec le diamètre interne des tubes

### III. 3. 2. 5. Influence des propriétés thermo-physiques de l'isolant

A cette étape, on étudie l'effet des propriétés thermo-physiques de l'isolant sur les caractéristiques thermiques du capteur. On fait varier ces propriétés en changeant la matière isolante entre la mousse de polyuréthane, la laine de verre et le polystyrène expansé. Les résultats obtenus sont présentés ci-dessous sous forme de courbes.

### a. la température de sortie du fluide

L'influence des propriétés thermo-physiques de l'isolant sur la température de sortie du fluide est illustrée sur la figure (III.24). On remarque que la valeur la plus élevée de température de sortie du fluide est pour le cas de l'isolation en mousse de polyuréthane. Cet accroissement de température est lié à sa faible conductivité thermique et à sa grande capacité thermique spécifique, aidant à isoler de plus la partie inférieure de l'absorbeur et à empêcher le flux de chaleur de se propager par conduction. De ce fait, l'isolation thermique de la partie inférieure de l'absorbeur est plus assurée par ce matériau et le fluide reçoit plus d'échauffement et sort du capteur avec une température plus élevée.



**Figure III.24 :** Variation température de sortie avec les propriétés thermo-physique et optique de l'isolant

### b. le coefficient de convection global du fluide

L'influence des propriétés du matériau de l'isolation sur le coefficient de transfert convectif du fluide est illustrée sur la figure (III.25). On observe que la plus grande valeur du coefficient de transfert convectif global est pour le cas d'isolant en mousse de polyuréthane. Cela est dû à ses meilleures caractéristiques d'isolant (faible conductivité thermique, grande capacité thermique) comparé aux autres matériaux assurant une bonne isolation pour la surface inférieure de l'absorbeur et permettant, ainsi, au fluide d'intercepter le maximum d'énergie thermique, au cours de son passage le long du tube.

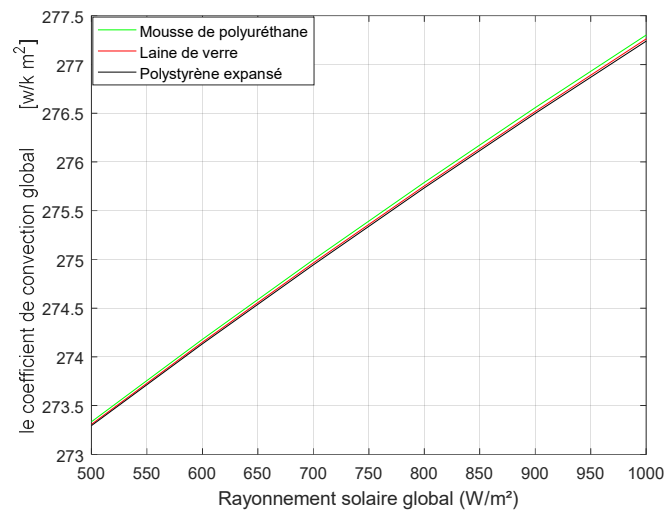


Figure III.25 : Variation du coefficient de convection global avec les propriétés thermo-physique et optique de l'isolant

### c. le rendement thermique du capteur

L'effet d'isolation thermique des matériaux utilisés, mousse de polyuréthane, laine de verre et polystyrène expansé, sur le rendement thermique du capteur est montré sur la figure (III.26). Du fait de ses propriétés thermo-physiques, représentées par une faible conductivité thermique et une importante capacité thermique spécifique, la mousse de polyuréthane assure la performante isolation et donne un meilleur rendement par rapport aux autres isolants.

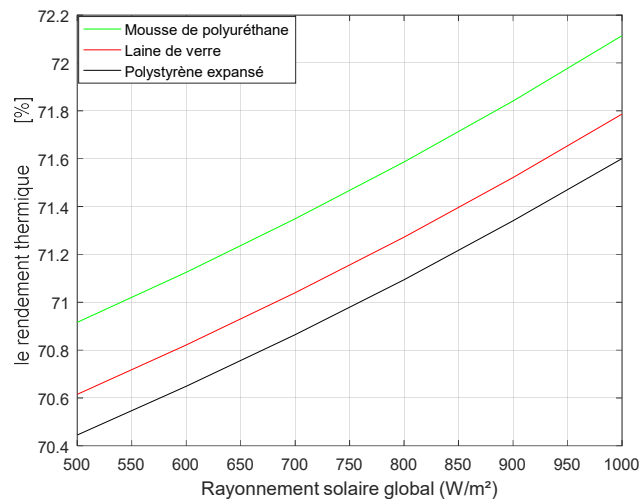


Figure III.26 : Variation du rendement thermique avec les propriétés thermo-physique et optique de l'isolant

### III. 3. 2. 6. Influence de l'épaisseur de l'isolant

Après avoir choisi la mousse de polyuréthane comme matière d'isolation, on a fait varier sa propriété géométrique qui est l'épaisseur dans l'intervalle  $\delta_{is} = 1cm, 4cm, 7cm, 10cm$  et posé le capteur sur sa position l'horizontale  $\beta=0$ . Les résultats obtenus sont présentés ci-dessous sous forme de courbes.



### a. la température de sortie du fluide

L'effet de l'épaisseur d'isolation sur la température de sortie du fluide est illustré sur la figure (III.27). On observe une amélioration de la température de sortie avec l'accroissement de l'épaisseur d'isolation. Effectivement, un accroît de l'épaisseur  $\delta_{is}$  apporte une augmentation de la résistance thermique de l'isolant ce qui assure plus d'échauffement du fluide caloporteur et augmente, ainsi, sa température de sortie.

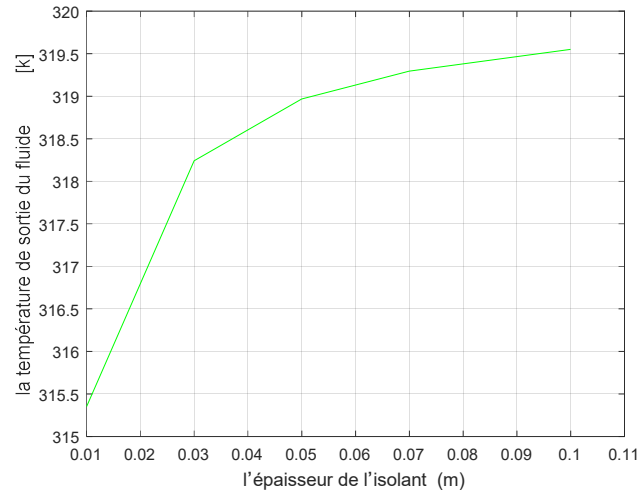


Figure III.27 : Variation température de sortie avec l'épaisseur de l'isolant

### b. le coefficient de convection global du fluide

La figure (III.28) montre l'évolution du coefficient de convection global avec la variation de l'épaisseur d'isolation. On observe une augmentation du coefficient convectif global avec l'accroît de l'épaisseur d'isolant. Cela peut être expliqué par la diminution des pertes thermiques par conduction, qui est dû à l'augmentation de la résistance thermique de l'isolation, ce qui fournit plus d'énergie thermique pour le réchauffement du fluide au cours de son écoulement.

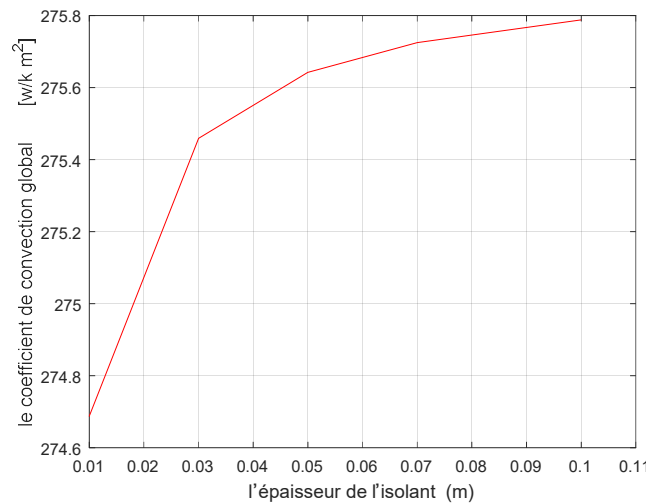
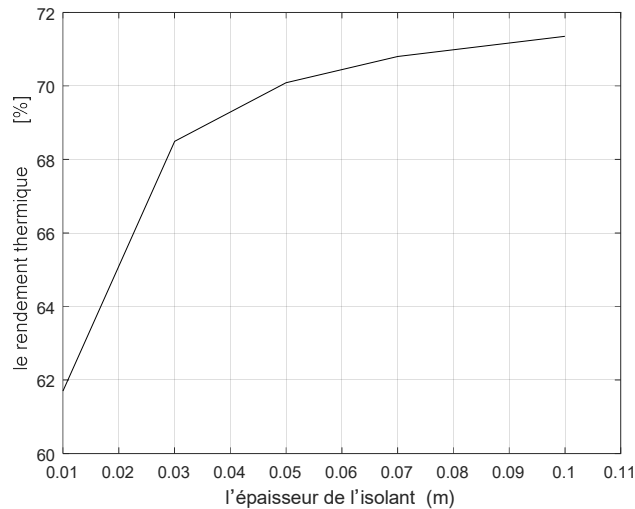


Figure III.28 : Variation du coefficient de convection global avec l'épaisseur de l'isolant

### c. le rendement thermique du capteur

L'influence de l'épaisseur de l'isolant sur le rendement thermique du capteur est illustrée par la figure (III.29). On constate qu'un accroît de l'épaisseur de l'isolant mène à un rendement plus élevé. En effet, plus on augmente l'épaisseur de l'isolation plus les pertes à l'arrière du capteur sont faible et donc un rendement meilleur.



**Figure III.29** : Variation du rendement thermique avec l'épaisseur de l'isolant

### III. 3. 2. 7. Influence du débit massique du fluide caloporteur

Dans cette partie, on analyse l'influence du débit massique dans le capteur sur les caractéristiques thermiques du capteur. Ainsi, quatre valeurs du débit massique sont considérées :  $q_m = 0.01 \text{ kg/s}$ ,  $0.03 \text{ kg/s}$ ,  $0.05 \text{ kg/s}$ , et  $0.07 \text{ kg/s}$ . Les résultats obtenus sont présentés ci-dessous sous forme de courbes.

#### a. l'écart de température entre le fluide et l'absorbeur

L'impact de la variation du débit massique, sur l'écart de température entre l'absorbeur et le fluide le long du tube est montré sur les graphiques de la figure (III.30). On observe que la différence entre les températures de la plaque absorbante et du fluide augmente avec l'accroissement du débit.

De plus, on remarque que la plaque absorbante se refroidit rapidement avec l'augmentation du débit massique, produisant ainsi une diminution de son gradient de température le long du tube. D'autre part, en raison de la grande capacité thermique de l'eau aux grandes vitesses, le gradient de la température du fluide (l'eau), le long du tube, diminue plus rapidement avec l'augmentation du débit massique. De ce fait, les profils de température, de l'absorbeur et du fluide, s'écartent de plus en plus avec l'augmentation du débit massique.

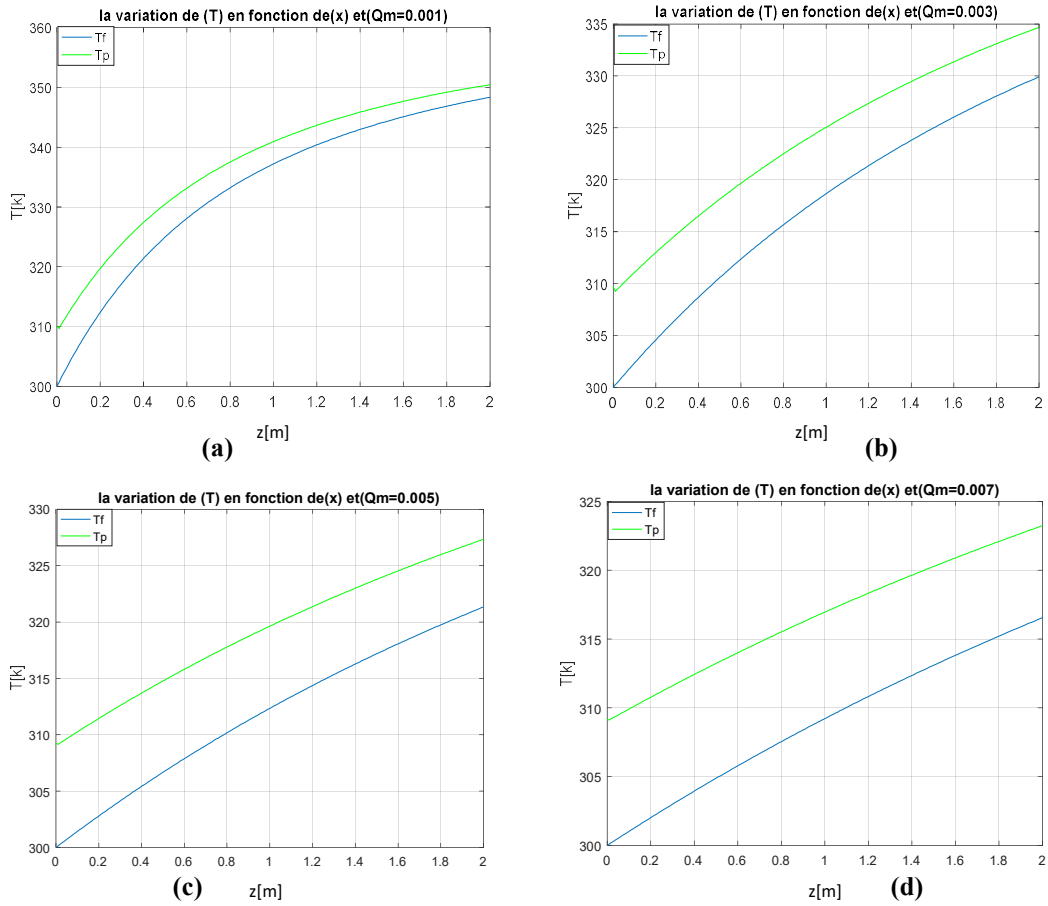


Figure III.30 : Variation de l'écart entre la température  $T_p - T_f$  pour différentes valeurs de débit massique : (a) 0.01kg/s, (b) 0.03 kg/s, (c) 0.05 kg/s, et (d) 0.07 kg/s

### b. la température de sortie du fluide

La variation de la température de sortie du fluide en fonction du débit massique est illustrée sur la figure (III.31). On remarque que la température du fluide, à la sortie du tube, diminue avec l'augmentation du débit massique.

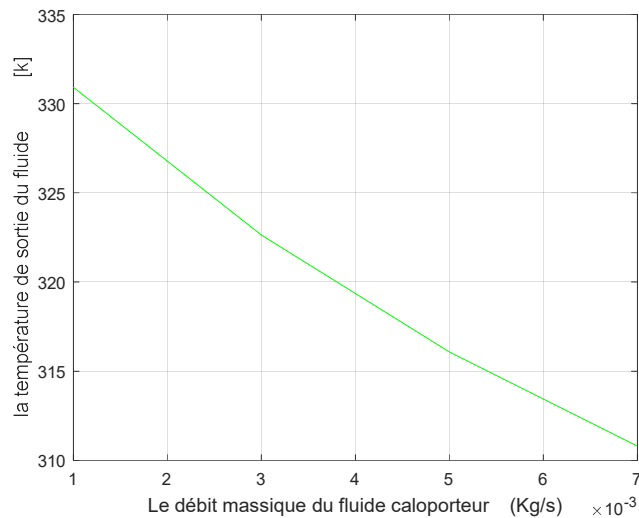


Figure III.31 : Variation de la température de sortie avec le débit massique

En fait, le fluide est utilisé bien sûr pour évacuer l'énergie convertie par l'absorbeur et la transférer vers l'utilisation. Une augmentation de la vitesse d'écoulement conduit à un amincissement de la couche limite thermique, traduit par l'augmentation du gradient de température (dans la direction transversale à l'écoulement) en raison d'un meilleur mélange dans le fluide à des vitesses plus élevées, ce qui entraîne une diminution de sa température de sortie.

### c. le coefficient de convection global du fluide

L'effet du débit massique sur le coefficient de transfert convectif global du fluide, est présenté par la figure (III.32). On observe que le coefficient de convection moyen du fluide accroît avec l'augmentation du débit massique. En effet, l'augmentation de l'écart de température entre le fluide et la plaque, qui est dû à l'accroît du débit massique (figure III.30), favorise le transfert de chaleur par convection entre eux et augmente, ainsi, l'énergie thermique transférée par le fluide. De ce fait, l'augmentation du débit massique du fluide accroît le flux utile appréhendé par le fluide, à travers la surface de l'absorbeur, et conduit à une augmentation de l'efficacité de la plaque F' qui a pour conséquence d'augmenter le coefficient de transfert convectif moyen du capteur.

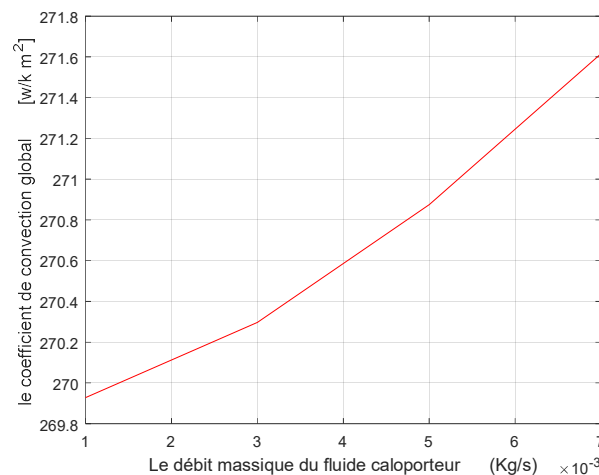
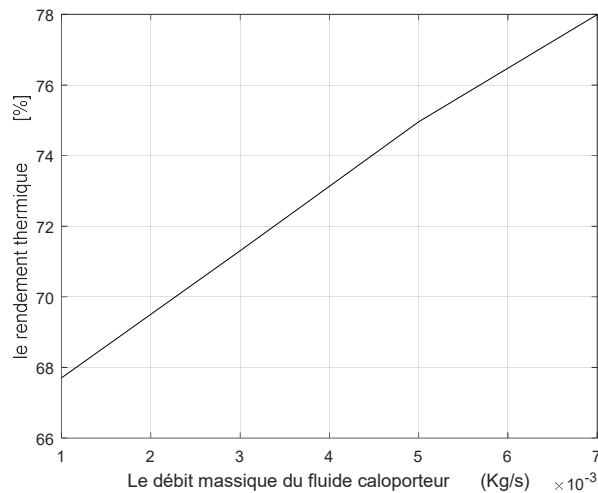


Figure III.32 : Variation du coefficient de convection global avec le débit massique

### d. le rendement thermique du capteur

L'influence du débit massique sur le rendement thermique du capteur est représentée sur la figure (III.33). On observe un accroissement du rendement avec l'augmentation du débit massique du fluide. Ceci peut être interprété par le fait que l'énergie utile restituée au fluide caloporteur est proportionnelle au débit. De ce fait, l'augmentation de la vitesse d'écoulement du fluide améliore le facteur de conductance du capteur  $F_R$ , qui représente le rapport entre le gain en énergie utile réel du capteur et son gain maximal, et par conséquent, son rendement thermique.



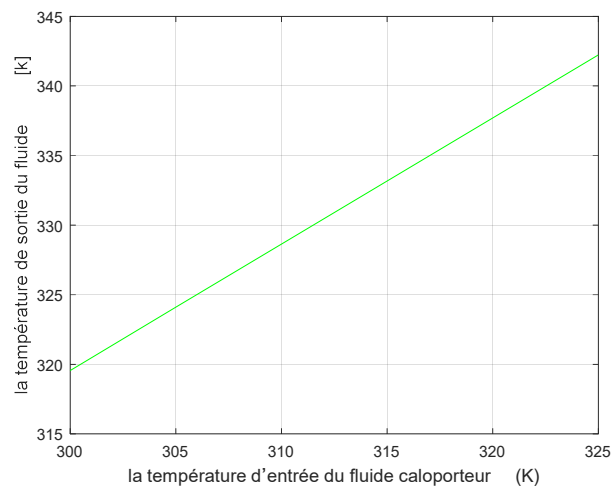
**Figure III.33 :** Variation du rendement thermique avec le débit massique du fluide

### III. 3. 2. 8. Influence de la température d'entrée du fluide caloporteur

Dans cette partie, on analyse l'influence de la température du fluide caloporteur à l'entrée du capteur sur les caractéristiques thermiques du capteur. Ainsi, quatre valeurs du débit massique sont considérées :  $T_e = 305K^\circ$ ,  $310K^\circ$ ,  $315K^\circ$ ,  $320K^\circ$  et  $325K^\circ$ . Les résultats obtenus sont présentés ci-dessous sous forme de courbes.

#### a. la température de sortie du fluide

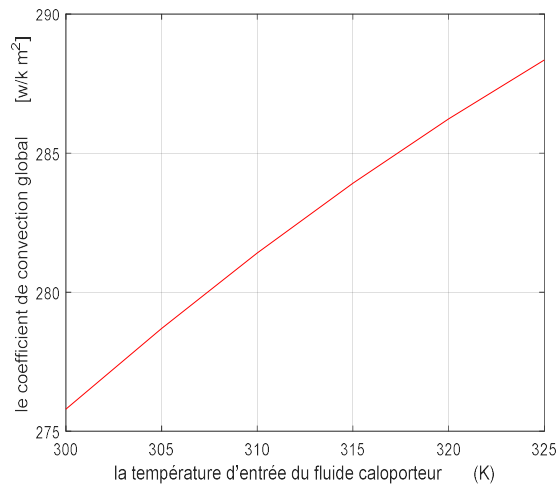
La figure (III.34) illustre l'effet de la température d'entrée sur la température de sortie du fluide. On observe une variation croissante de la température de sortie du fluide avec l'augmentation de sa température d'entrée. En effet, une température d'entrée élevée signifie un écart plus grand entre la température du fluide et celle de l'ambiance, ce qui entraîne, comme montrée par les équations (II.32) et (II.34), un accroît de la température du fluide le long du tube du capteur traduit par une augmentation de sa température à la section de sortie.



**Figure III.34 :** Variation de la température de sortie avec la température d'entrée du fluide

### b. le coefficient de convection global du fluide

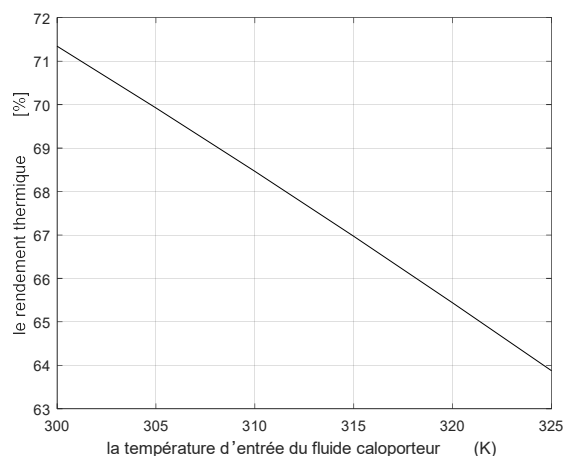
L'effet de variation de la température d'entrée du fluide sur le coefficient de convection global du capteur est illustré par la figure (III.35). On remarque une variation croissante du coefficient de convection du capteur avec l'augmentation de la température d'entrée. En fait, une augmentation de la température d'entrée entraîne un amincissement de la couche limite thermique qui a comme effet augmentation de l'intensité du transfert convectif traduit par l'accroît du coefficient convectif global.



**Figure III.35** : Variation du coefficient de convection global avec la température d'entrée du fluide

### c. le rendement thermique du capteur

La figure (III.36) montre l'influence de la température du fluide à l'entrée du capteur sur son rendement thermique. On remarque une relation inversement proportionnelle entre la température d'entrée et le rendement thermique. En effet, l'énergie utile interceptée par le fluide dépend de l'écart de température entre le fluide à l'entrée et l'ambiance, où un accroît de cet écart conduit à un abaissement de l'énergie utile et, par conséquent, à une diminution du rendement thermique du capteur. De ce fait, pour une température de sortie souhaitée, et contrairement à ce que l'on peut penser, il est inutile de chercher à travailler avec des températures d'entrée plus élevée.



**Figure III.36** : Variation du rendement thermique avec la température d'entrée du fluide

### III. 3. 2. 9. Influence de l'inclinaison

En fixant l'intensité du rayonnement global sur  $I=800\text{W/m}^2$ , la température d'entrée du fluide sur  $T_{fe}=300\text{K}$  et  $T_a=298\text{K}$ , on a varié l'inclinaison du capteur par entre les valeurs suivante  $\beta = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 80^\circ$  pour étudier son influence sur les caractéristiques  $T_s$ ,  $h_c$  et  $\eta$ . Les résultats sont présentés ci-dessous.

#### a. la température de sortie du fluide

La variation de la température de sortie du fluide avec l'inclinaison du capteur est illustrée sur la figure (III.37). On observe une augmentation de la température de sortie du fluide entre les valeurs d'inclinaison  $0^\circ$  et  $15^\circ$ , où elle marque un accroît jusqu'à  $321.5^\circ\text{K}$  à  $\beta=30^\circ$ , suivie d'une décroissance rapide.

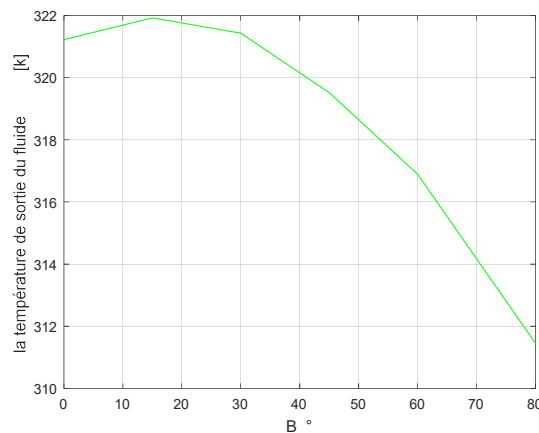


Figure III.37 : Variation de la température de sortie avec l'inclinaison du capteur

On constate que, l'augmentation de l'inclinaison a un effet sur l'intensité du rayonnement solaire globale incident et, en conséquence, sur l'énergie utile. L'angle d'inclinaison du capteur le plus adéquat est  $\beta=15^\circ$ , pour lequel le fluide reçoit le meilleur échauffement et atteint la température la plus élevée.

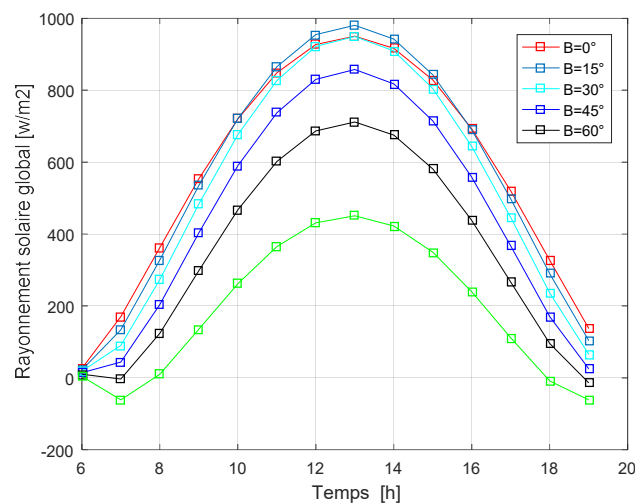


Figure III.38 : Variation de l'intensité du rayonnement solaire global avec l'inclinaison du capteur

### b. le coefficient de convection global du fluide

La figure (III.39) présente l'influence de la variation de l'inclinaison sur le coefficient de transfert convectif global du fluide. On observe une légère augmentation du coefficient convectif entre les valeurs d'inclinaison  $0^\circ$  et  $15^\circ$  suivie d'une diminution qui s'accroît à partir de la valeur  $30^\circ$ . Cela peut être expliqué par l'effet de l'angle d'incidence  $\theta$ , représentant l'angle mesuré entre le faisceau incident et la normale au capteur plan d'orientation  $\beta$ , sur la quantité de rayonnement reçu par le capteur. La diminution de cet angle ( $\theta$ ), à travers l'augmentation de l'inclinaison  $\beta$ , fait accroître la quantité de chaleur transmise à travers la vitre, absorbée au niveau de l'absorbeur puis intercepté par le fluide sortant.

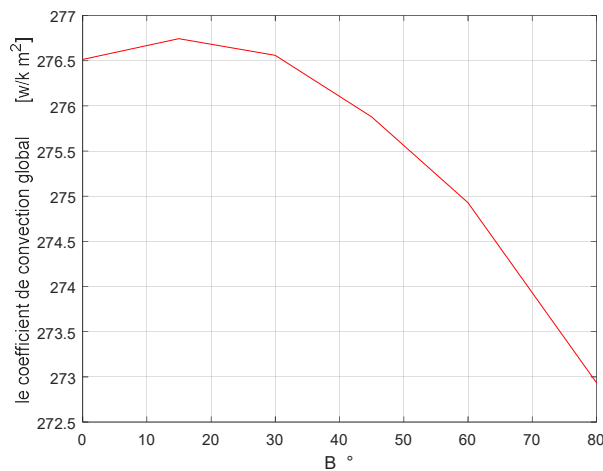


Figure III.39 : Variation du coefficient de convection global avec l'inclinaison du capteur

### c. le rendement thermique du capteur

L'effet de la variation de l'inclinaison sur le rendement thermique du capteur est illustré par la figure (III.40). La courbe montre une augmentation du rendement entre  $0^\circ$  et  $30^\circ$ , où elle marque un accroît jusqu'à 69.25% à  $\beta=30^\circ$ , mais au delà de cette valeur d'inclinaison une décroissance rapide du rendement est remarquée.

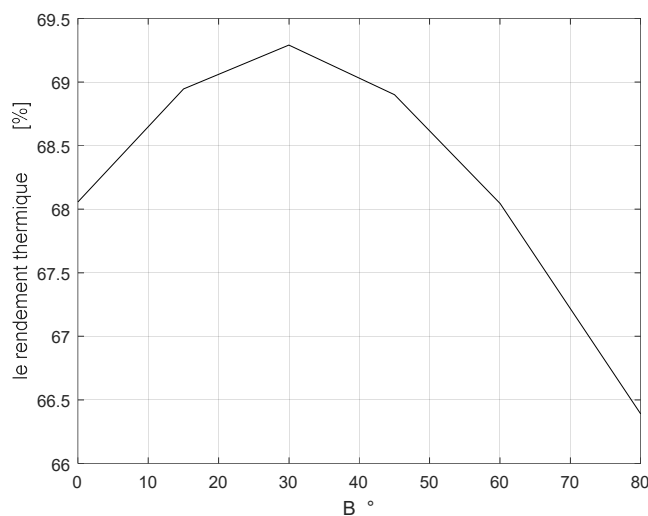


Figure III.40 : Variation du rendement thermique avec l'inclinaison du capteur



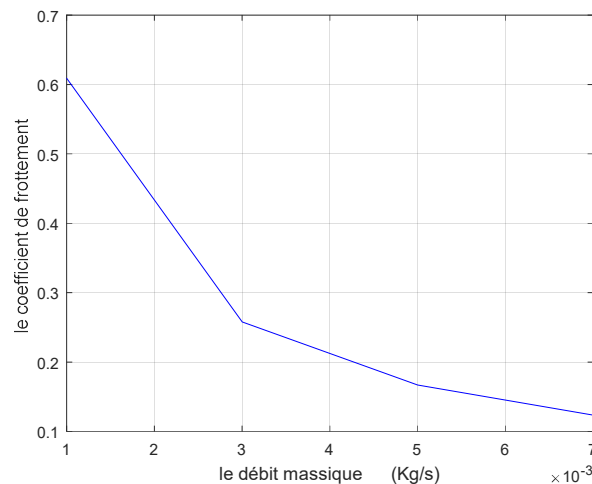
On constate que pour un meilleur rendement, le capteur doit être incliné de  $30^\circ$  par rapport à l'horizontale. Cette inclinaison dépend du lieu d'exposition et du fonctionnement du capteur pendant l'année. Notons qu'en période hivernale l'angle de l'inclinaison  $\beta = \delta + 20^\circ$ .

### III. 4. Influence des paramètres opérationnels sur les pertes de charges

Après avoir vérifié l'effet des paramètres, internes et externes, sur le comportement thermique de notre modèle du capteur, dans ce qui suit ; on va étudier l'influence de quelques paramètres opérationnels sur le comportement hydrodynamique, caractérisé par les pertes de charge, du capteur solaire.

#### III. 4. 1. Effet du débit massique

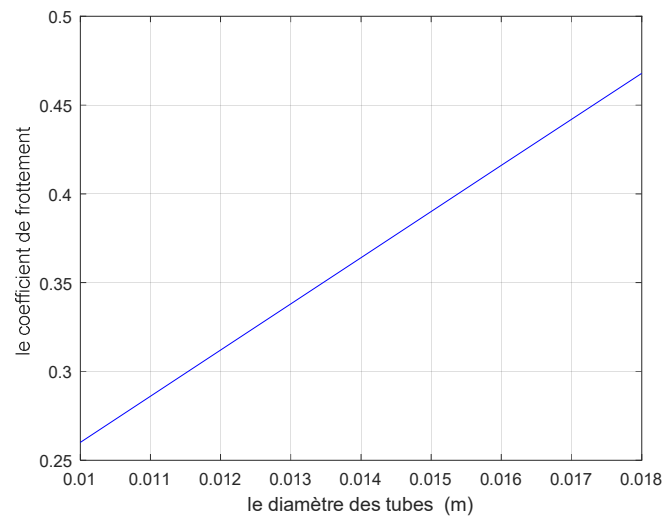
L'influence du débit massique du capteur sur le coefficient de frottement  $C_f$  est montrée sur la figure (III.41). On remarque que le coefficient de frottement diminue avec l'augmentation du débit massique. En effet, le coefficient de frottement est inversement proportionnel au nombre de Reynolds  $C_f = 16/Re$ , et un accroît du débit massique diminue ce coefficient. Evidemment, cela est lié aux effets visqueux qui se concentrent sur la paroi interne du tube dans la couche limite ; et plus le débit est grand plus la couche est plus mince et hors cette zone l'écoulement est presque parfait.



**Figure III.41** : Variation du coefficient de frottement avec le débit massique

#### III. 4. 2. Effet du diamètre des tubes

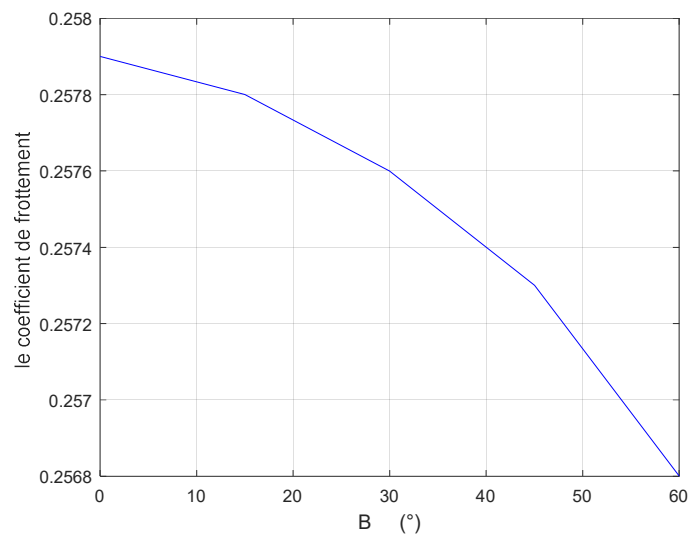
L'effet de la variation du coefficient de frottement en fonction du diamètre interne des tubes est illustré sur la figure (III.42). On constate que l'augmentation du débit massique accroît le coefficient de frottement. Cela est dû à la vitesse de l'écoulement du fluide caloporteur qui est inversement proportionnelle au coefficient de frottement. Du fait que, la vitesse et le diamètre interne du tube sont liés par la relation de conservation du débit de masse, un accroît du diamètre interne augmente le coefficient de frottement dans les tubes du capteur.



**Figure III.42 :** Variation du coefficient de frottement avec le diamètre interne des tubes

### II. 4. 3. Effet de l'inclinaison du capteur

Le graphique de la figure (III.43) montre l'impact de l'inclinaison du capteur solaire sur la variation du coefficient de frottement dans ses tubes. On observe une légère diminution du coefficient de frottement avec l'augmentation de l'inclinaison  $\beta$ . Du fait que, la vitesse de l'écoulement du fluide caloporteur est inversement proportionnelle au coefficient de frottement, une augmentation de l'inclinaison entraîne une accélération du fluide et un décroît de ce coefficient.



**Figure III.43 :** Variation du coefficient de frottement avec l'angle d'inclinaison du capteur

### III. 5. Conclusion

Dans ce chapitre, après avoir validé le modèle numérique élaboré pour notre capteur en comparant un de nos résultats numériques, qui est le profil de température le long du tube, avec le résultat de littérature, nous l'avons utilisé pour mettre en évidence l'influence de quelques paramètres opérationnels qui entrent dans la constitution, le fonctionnement sur les comportements, thermique et hydrodynamique, et en conséquence la performance énergétique du capteur solaire plan.

Nous avons présenté les effets de certains paramètres externes comme la température ambiante, l'intensité du rayonnement et la vitesse du vent ; et d'autres internes comme les caractéristiques thermiques et optiques, du couvercle, de l'absorbeur et de l'isolant et, le débit massique, la température d'entrée et l'angle d'inclinaison qui rentrent dans la constitution et le fonctionnement d'un capteur plan à eau, à travers une visualisation graphique sous forme de courbes thermiques ( $T_s$ ,  $h_m$ ,  $\eta$ ) et hydrodynamique ( $C_f$ ).

A travers les résultats obtenus, nous avons confirmé que plus les facteurs, de transmission de la vitre et d'absorption et de l'absorbeur, sont grands le capteur aura un meilleur rendement. D'autre part, une conductivité thermique meilleure de l'absorbeur et très faible de l'isolant conduisent à des meilleures performances. Par ailleurs, un faible écart entre les températures d'entrée du fluide et de l'ambiance et améliore le rendement du capteur. De plus, l'emplacement du système joue également un rôle prépondérant, choisir des lieux moins ventés et l'inclinaison adaptée sont favorables.



**Conclusion générale**

Dans ce mémoire, nous avons étudié l'énergie solaire qui est une source d'énergie renouvelable et non polluante. Pour ce faire, nous avons commencé par exposer l'une des méthodes d'exploitation de l'énergie solaire, qui est la conversion thermique, à travers la description du capteur solaire plan, son principe de fonctionnement, ses différents paramètres et ses caractéristiques.

Nous avons, d'autre part, présenté les concepts nécessaires pour la modélisation mathématique du comportement thermique du capteur solaire plan à eau à travers une description des étapes essentielles du bilan énergétique de ses différentes parties. Un modèle mathématique basé sur la résolution des équations du bilan énergétique de Duffie et Beckmann caractérisant le comportement thermique des capteurs est établi.

La résolution numérique du modèle a été effectuée, en régime permanent, à l'aide d'un code de calcul écrit en langage MATLAB, tout en mettant en considération la variation de certains paramètres du capteur et la convergence de l'évolution du champ de température du fluide (eau). A travers le modèle numérique établi, qui a pour but l'amélioration du rendement thermique du capteur, l'influence de certains paramètres qualitatifs et quantitatifs qui entrent dans sa constitution et son fonctionnement sur ses comportements, thermique et hydrodynamique ont été analysés.

Ensuite, nous avons présenté les résultats obtenus de l'étude numérique du capteur solaire plan à eau, à travers une visualisation graphique sous forme de courbes ( $T_s$ ,  $h_m$ ,  $\eta$ ,  $C_p$ ), qui nous ont permis de déterminer les paramètres, internes et externes, les plus influents sur le l'efficacité du capteur solaire. On note ainsi que :

- la vitre doit avoir un facteur de transmission élevé du rayonnement visible.
- l'utilisation d'une plaque absorbante avec un facteur d'absorption et une conductivité thermique élevés améliore le rendement du capteur.
- l'isolant doit posséder une conductivité thermique très faible ainsi qu'une grande épaisseur afin de réduire les pertes thermiques du capteur.
- température élevée de l'ambiance améliore le rendement thermique du capteur solaire.
- travail avec une température d'entrée du fluide caloporteur proche de la température ambiante est idéal.
- le débit du fluide a un effet améliorant pour le rendement thermique mais modérant pour la température de sortie.
- faibles vitesses du vent sont les plus favorables.
- fonctionnement avec orientation et inclinaison adaptée.

Enfin, nous apercevons qu'une étude expérimentale sur l'influence des paramètres qualitatifs dans des conditions réelles pourra compléter et valider les résultats obtenus à partir de l'étude numérique.



**Annexe**

Le tableau (A.1) illustre les matériaux qu'on a utilisés pour la plaque absorbante du capteur solaire plan ainsi que leurs propriétés optiques et thermiques [18].

Tableau A.1 : Propriétés optiques et thermiques des matériaux de la plaque absorbante [18]

Matériau	Conductivité thermique (W/m.K)	Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur massique (J/kg.K)	Absorptivité de la surface	Emissivité
Cuivre	384	8900	389	0.88	0.15
Aluminium	204	2700	879	0.7	0.08
Acier	18	7800	460	0.91	0.07

Le tableau A.2 illustre quelques surfaces transparentes, utilisées pour le couvercle, ainsi que leurs propriétés optiques et thermiques [18].

Tableau A.2 : Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes [18]

Matériau	Epaisseur (mm)	Transmissivité (%)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur massique (J/kg.K)	Conductivité thermique (W/m.K)
Verre à vitre	3	85-92	2700	840	0.93
Polycarbonate	3.2	82-89	1200	1260	0.2
Polyméthacrylate	3.2	89-92	1200	1460	0.2
Polyster armé	1	77-90	1400	1050	0.21
Polyster armé	0.05	97	2.51	1170	0.25
Polyfluorure vinyle	0.1	93	1.5	1380	0.12

Les différents matériaux pouvant servir d'isolant ainsi que leurs propriétés thermiques [19] sont récapitulés dans le tableau A.3.

Tableau A.3 : Propriétés thermiques des matériaux qui servent d'isolant [19]

Matériau	Conductivité thermique (W/m.K)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur massique (J/kg.K)	Diffusivité thermique 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s
Air à 20°C	0.025	1.2	1003	208
Mousse de polyuréthane	0.029	30	1600	6
Laine de verre	0.036	40	840	10.7
Polystyrène expansé	0.04	20	1500	13.3
Laine de roche	0.04	40	840	11.9
Laine (vêtement)	0.04	450	1880	0.47
Feutre d'amiante	0.047	116	800	5.1
Liège expansé	0.048	120	1380	2.9
Perlite	0.048	60	840	9.5
Silicate de calcium	0.052	200	920	2.8
Magnésie	0.055	200	880	3.1
Béton cellulaire	0.075	280	800	3.3
Vermiculite	0.09	80	880	12.8
Papier journal comprimé	0.105	130	1340	6



## **Bibliographie**



- [1] J. A. Duffie, W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley and Sons, 1980.
- [2] S. A. Kalogirou, *Solar Thermal Collectors and Applications*. Progress in Energy and Combustion Science, vol. 30, pp. 231-295, 2004.
- [3] K. K. Matrawy, I. Farkas, *Comparison Study for Three Types of Solar Collector for Water Heating*. Energy Conversion and Management, vol. 38, pp. 861–869, 1997.
- [4] M. Selmi, M. Al-Khawaja, A. Marafia, *Validation of CFD Simulation for Flat Plate Solar Energy Collector*. Renewable Energy, 33 (3), pp. 383-387, 2008.
- [5] W. Eisenmann, F. Wiese, K. Vajen, H. Ackermann, *Experimental Investigations of Serpentine-Flow Flat-Plate Collectors*. Philipps-Universität, Marburg, D-35032 Marburg, Germany. 2000
- [6] K. Karanth, M. Manjunath, N. Sharma, *Numerical Simulation of a Solar Flat Plate Collector Using Discrete Transfer Radiation Model (DTRM) – a CFD Approach*, In: Proceedings of the World Congress on Engineering. London, UK, pp. 2355–2360, 2011.
- [7] R. R. T. Karuppa, P. Pavan and D. R. Rajeev, *Experimental Investigation of a New Solar Flat Plate Collector*, Research J. of Eng. Sciences, vol. 1, No. 4, pp.1-8, 2012.
- [8] P. Ranjitha, V. Somashekar, A. Jamuna, *Analysis of Solar Flat Plate Collector for Circular Pipe Configuration by using CFD*. International Journal of Engineering Research and Technology (IJERT), vol. 2, No. 12, 3356-3362, 2013.
- [9] A. Marroquín-De Jesus, J. M. Olivares-Ramirez, O. Jiménez-Sandoval, M. A. Zamora-Antunano, A. Encinas-Oropesa, *Analysis of Flow and Heat Transfer in a Flat Solar Collector with Rectangular and Cylindrical Geometry Using CFD*, Ingenieria Investigacion y Tecnologia, vol. 14, No. 4, pp. 553-561, 2013.
- [10] V. Shelke, C. Patil, *Analyze the Effect of Variations In Shape of Tubes for Flat Plate Solar Water Heater*, International Journal of Scientific Engineering and Research (IJSER), vol. 3, No. 4, 118-124, 2015.
- [11] K. A. Muhammed Yarshi, P. Benny, *Analysis of Heat Transfer Performance of Flat Plate Solar Collector using CFD*, International Journal of Science, Engineering and Technology Research, vol. 4 No. 10, pp. 3576-3580, 2015.
- [12] Gary D. Price, *Renewable Power and Energy Volume II: Wind and Thermal Systems*, Momentum Press, LLC, New York, 2018.
- [13] *Principe de Fonctionnement du Solaire Thermodynamique*, Syndicat des Energies Renouvelables, Rue de la Baume 75008, Paris Mai 2010.

- [14] Ecohabitation. Disponible sur : <https://www.ecohabitation.com/guides/3301/autre-panneau-industrie-solaire-collecteur-thermique/> (Consulté le 10/04/2021).
- [15] Cours de géologie. Disponible sur : <https://coursgeologie.com/coordonnees-geographiques-209/> (Consulté le 10/04/2021).
- [16] Maintenance et efficacité énergétique. Disponible sur : <https://www.nouvenergie.fr/formation/solaire-1/> (Consulté le 10/04/2021).
- [17] <https://fr.wikipedia.org/wiki/Fichier:Heliografo.jpg> (Consulté le 10/04/2021)
- [18] S. A. Hakem, N. Kasbadji-Merzouk, M. Merzouk, *Performances Journalières d'un Chauffe-eau Solaire*, Revue des Energies Renouvelables, pp. 153-162, 2008.
- [19] Z. Sen, *Solar energy fundamentals and modeling techniques*, Atmosphere, Environment, Climate Change and Renewable Energy", Springer-Verlag London, 2008.
- [20] O. Mahian, A. Kianifar, S. Z. Heris, S. Wongwises, *First and Second Laws Analysis of a Minichannel-Based Solar Collector Using Boehmite Alumina Nanofluids: Effect of Nanoparticle Shape and Tube Materials*, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 78, pp. 1166–1176, 2014.
- [21] O. Mahian, A. Kianifar, A. Z. Sahin, S. Wongwises, *Performance Analysis of a Minichannel-Based Solar Collector Using Different Nanofluids*, Energy Convers. Manage., vol. 88, pp. 129–138, 2014.
- [22] F. Struckmann, *Analysis of a Flat-Plate Solar Collector*, Project Report 2008, Heat and Mass Transport, Lund, Sweden: Dept. Energy Science s, Fac. Engineering, Lund Univ., 2008.
- [23] Université Virtuelle Environnement et Développement UVED. Disponible sur : <https://uved.univ-perp.fr/module2/co/2-1-2-1-capteurs-solaires-thermiques.html> (Consulté le 10/04/2021)
- [24] V. Feldheim, *Energie Solaire*, Résumé des Cours, Service de Thermique et Combustion, Faculté Polytechnique, Univ. de Mons, 2007.
- [25] M. S. Mecibah, T. E. Boukelia, R. Tahtah, K. Gairaa, *Introducing the Best Model for Estimation of the Monthly Mean Daily Global Solar Radiation on a Horizontal Surface (Case study : Algeria)*, Renew Sust Energy, vol. 36, pp.194-202, 2014.
- [26] T. E. Boukelia, M. S. Mecibah, I. E. Meriche, *General Models for Estimation of the Monthly Mean Daily Diffuse Solar Radiation (Case study : Algeria)*, Energ Convers Manage, vol. 81, pp. 211-219, 2014.
- [27] B. Liu, R. Jordan, *The interrelationship and Characteristics Distribution of Direct Diffuse, and Total Solar Radiation*, Solar Energy, vol. 4, pp. 1-19, 1960.

- [28] J. M. Chassériau, *Conversion Thermique du Rayonnement Solaire*, Dunod, 1984.
- [29] J. C. Sabonadière, *Nouvelle Technologies de L'Energie, Tome1 : Les Energie Renouvelables*, Lavoisier, 302 p, 2006.
- [30] R. Bernard, G. Menguy et M. Schwartz, *Le Rayonnement Solaire, Conversion Thermique et Application*. Technique et Documentation, Paris, 1979.
- [31] A. Joffre, *Energie Solaire Thermique dans Le Bâtiment Chauffe-Eau Solaires*, Revue Techniques de L'ingénieur BE 9164.
- [32] N. Robinson, *Solar Radiation*, Unesco 1985.
- [33] M. Deguenet, *Le Séchoir Solaire Théorie et Pratique*, Elsevier Amsterdam 1966.
- [34] D. Y. Goswami, F. Kreith, J. F. Kreider, *Principles of Solar Engineering*, 2<sup>ème</sup> Edition. Taylor & Francis, Philadelphia, Etats Unis, 2000.
- [35] R. Bernard, *Energie Solaire Calcul et Optimisation*, Ellipse Edition Marketing, 2004.
- [36] B. Wiesenfeld, *L'énergie en 2050*, EDP Sciences, 2005.
- [37] *Renewable Energy Technology Characterization*, TR-109496, Topical Report, Office of Utility Technologies. Energy Efficiency and Renewable Energy, Washington, D. C. 20585, December 1997.
- [40] S. Sami, D. Lafri, A. Hamid, et M. Belhamel, *Etude du Comportement Thermique d'une Installation de Chauffage d'Eau Collective*. Revue des Energies Renouvelables, Numéro Spécial, Energies Renouvelables–Valorisation, JNVER, pp. 255-260, 1999.
- [41] A. Benkhelifa, *Optimisation d'un Capteur Solaire Plan*. Revue des Energies Renouvelables, pp. 13-18, 1998.
- [42] A. M. Sharia, A. Rousan, Kh. K. Rousan, A. A. Ahmad, *Effect of Thermal Conductivity of Absorber Plate on the Performance of a Solar Water Heater*, Applied Thermal Engineering; vol. 19, No. 7, pp. 733–41, 1999.
- [43] F. Yettou, A. Malek, M. Haddadi, *Etude Comparative de Deux Modèles de Calcul du Rayonnement Solaire par Ciel Clair en Algérie*, Revue des Energies Renouvelables, vol. 12, no 2, pp. 331-346, 2009.
- [44] S. Saadi, *Effet des Paramètres Opérationnels sur les Performances d'un Capteur Solaire Plan*, Mémoire de Magister, Université de Mentouri, Constantine, Algérie 2010.

- [45] A. Brahimi, *Etude des Performances d'un Capteur Solaire Plan a Eau*, Mémoire de Master, Université de Lorraine, 2016.
- [46] M. Amimour, O. Assaoues, *Etude Numérique du Transfert Thermique dans un Capteur Solaire Plan*, Mémoire de Master, Université de Mohamed Soddik Benyahia, Jijel, Algérie 2020.
- [47] M. Salmi, S. Maayouf, M. Silem, *Etude Numérique et Expérimentale d'un Capteur Solaire Thermique en Boussaâda*, Mémoire de Master, Université de Msila, Algérie 2017.
- [48] M. Boulkemh, *Contribution à L'étude La Simulation et L'analyse des Pompes a Chaleur Assistées par L'énergie Solaire*, Mémoire de Magister, Université de Mentouri, Constantine, 2008.
- [49] A. Bouguima, K. Abbouf, *Etude et Réalisation d'un Capteur Solaire Plan a Eau*, Mémoire de Master, Université de Tlemcen, Algérie 2015.
- [50] I. Tabet, *Etude Réalisation et Simulation d'un Capteur Solaire*, Thèse de Doctorat, Université Mentouri, Constantine, 2016.
- [51] I. Yahyaoui, *Advances in Renewable Energies and Power Technologies Volume.I : Solar and Wind Energies*, Publisher Elsevier Science, 2018.
- [52] J. Twidell, T. Weir, *Renewable Energy Resources*, Routledge 711 Third Avenue, New York, NY 10017, 2015.



## Résumé

## Résumé

Vu le rôle important que joue le capteur solaire dans la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique, la recherche d'innovations dans sa conception pour améliorer ses performances afin d'introduire la technologie de l'énergie solaire thermique est indispensable.

Dans le cadre de notre travail, nous avons présenté une étude numérique d'un capteur solaire plan à eau avec le but d'améliorer son rendement thermique, qui représente la performance la plus caractéristique. Un modèle mathématique, basé sur la détermination des équations de bilans thermiques caractérisant le comportement thermique des capteurs solaires plans à eau a été établi. La résolution numérique du modèle a été effectuée, en régime permanent, à l'aide d'un code de calcul écrit en langage Matlab, tout en tenant compte de la variation de certains paramètres du capteur.

La comparaison d'un résultat numérique, qui est le profil de température le long du tube de l'absorbeur, avec le résultat de littérature nous a permis de valider notre modèle numérique proposé. L'analyse des résultats obtenus a été faite, à l'aide des courbes ( $T_s$ ,  $h_m$ ,  $\eta$ ,  $C_f$ ), qui nous ont permis de caractériser l'influence des paramètres, internes et externes, qui entrent dans la constitution et le fonctionnement sur les comportements, thermique et hydrodynamique, et le rendement thermique du capteur solaire.

**Mots clés :** capteur solaire plan, énergie solaire, énergie thermique, rendement thermique, régime permanent.

## Abstract

Considering the important role that the solar collector plays in converting solar energy into thermal energy, the search for innovations in its design to improve its performance in order to introduce solar thermal energy technology is essential.

In the framework of our research, we presented a numerical study of a flat plate solar collector, for water heating, with the aim of improving its thermal efficiency, which represents the most characteristic performance. A mathematical model, based on the determination of heat balance equations characterizing the thermal behavior of flat plate solar collectors has been established. The numerical resolution of the model was carried out, in steady state, using a program written in the Matlab language, by taking into account the variation of certain parameters of the collector.

Comparing a numerical result, which is the temperature profile along the absorber tube, with the literature result allowed us to validate our proposed numerical model. The analysis of the obtained results was made, using the curves ( $T_s$ ,  $h_m$ ,  $\eta$ ,  $C_f$ ), which allowed us to characterize the influence of the parameters, internal and external, related to the constitution and the functioning on the, thermal and hydrodynamic, behavior and the thermal efficiency of the solar collector.

**Keywords:** Flat plate solar collector, solar energy, thermal energy, thermal efficiency, steady state.

## المخلص

نظرا للدور المهم الذي يلعبه المجمع الشمسي في تحويل الطاقة الشمسية إلى طاقة حرارية، فإن البحث عن الابتكارات في تصميمه لتحسين أدائه من أجل إدخال تكنولوجيا الطاقة الشمسية الحرارية أمر ضروري.

في إطار بحثنا، قدمنا دراسة رقمية لمجمع شمسي مسطح، لتسخين المياه، بهدف تحسين كفاءته الحرارية، والتي تمثل الأداء الأكثر تميزًا. قمنا بإنشاء نموذج رياضي، يعتمد على تحديد معادلات توازن الحرارة التي تميز السلوك الحراري لمجمعات الطاقة الشمسية ذات الألواح المسطحة. تم تنفيذ الحل الرقمي للنموذج، في حالة مستقرة، باستخدام برنامج مكتوب بلغة Matlab، مع الأخذ بعين الاعتبار تغير عوامل معينة للمجمع.

إن مقارنة منحنى تغير درجة الحرارة على طول أنبوب الامتصاص مع نتائج الأبحاث السابقة سمحت لنا بالتحقق من صحة نموذجنا العددي المقترح. لقد تم إجراء تحليل للنتائج التي تم الحصول عليها باستخدام المنحنيات ( $C_f$ ،  $\eta$ ،  $h_m$ ،  $T_s$ )، والتي سمحت لنا بتحديد تأثير العوامل الداخلية والخارجية المتعلقة بتركيبه وأداءه على السلوك الحراري، السلوك الهيدروديناميكي والمردود الحراري للمجمع الشمسي.

**الكلمات المفتاحية:** مجمع الطاقة الشمسية المسطح، الطاقة الشمسية، الطاقة الحرارية، الكفاءة الحرارية، الحالة المستقرة