

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA DE BOUMERDES



Faculté de Technologie
Département De Génie Mécanique

Mémoire de Master

En vue de l'obtention du diplôme de **MASTER** en :

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

THEME

**Etude des performances d'un capteur solaire thermique à
bosses**

Présenter par :

- DJENNAD Mazigh
- MOUSSI Sabah

Promoteur : Ms.Brahimi.

Promotion 2020 /2021

Remerciement

Nous adressons nos sincères remerciements et notre gratitude essentiellement au Pr.Boussaid et Mme.Brahimi pour leur gentillesse à superviser cette étude, pour leurs conseils nombreux et pour nous avoir guidé jusqu'au dernier point. Vous avez bien fait preuve de patience envers nous et nous vous y sommes reconnaissant.

Nous remercions également tous les professeurs de la formation MEN à l'UAMOB et à l'UMBB pour leurs efforts abondants tout au long de nos études.

Sommaire

Sommaire

Nomenclature	IV
Liste des figures	VI
Liste de tableaux	VII
Introduction générale.....	1
<u>Chapitre 1 : Généralités sur les capteurs solaires thermiques plans</u>	
1 A propos des capteurs solaires	3
2 Définition d'un capteur solaire plan	3
3 Les composants de capteur solaire thermique	3
3.1 La couverture transparente	4
3.2 L'absorbeur.....	4
3.3 Le fluide caloporteur	5
3.4 L'isolant thermique.....	5
4 Types de capteurs solaire plan	6
4.1 Capteur plan sans vitrage.....	6
4.1.1 Fonctionnement	7
4.2 Capteurs plans vitrés.....	7
4.2.1 Fonctionnement	8
4.3 Capteur solaire à tubes.....	8
4.3.1 Capteur à tubes à une paroi et à circulation directe	8
4.3.2 Capteur à tubes sous vide à caloduc	9
4.4 Les avantages et inconvénients des capteurs solaires plans	10
4.5 Capteur à air.....	10
4.5.1 Capteur solaire à absorbeur rainuré ou à géométrie variable	11
4.5.2 Capteur solaire à absorbeur plan	11
4.5.3 Capteur solaire à nids d'abeille	12
5 Les modes de transfert se produisant dans un capteur	12
5.1 Transfert de chaleur par conduction	13
5.2 Transfert de chaleur par convection	13
5.3 Transfert de chaleur par rayonnement	14
6 Paramètres influençant le fonctionnement d'un capteur solaire	15

Sommaire

6.1	Paramètres internes	15
6.2	Paramètres externes	15
7	Applications des capteurs solaires thermiques plans	16
8	Influence de la nature des absorbeurs sur le transfert thermique.....	16
9	Conclusion	17
<u>Chapitre 2 : Modélisation mathématique du capteur solaire à bosses</u>		
1	Le nouvel absorbeur.....	18
2	Comportement du rayonnement thermique à la surface d'un corps opaque	18
2.1	Rayonnement thermique à travers la vitre et l'absorbeur	19
2.2	Facteurs de forme	19
3	Modélisation du capteur solaire thermique plan à bosses.....	20
3.1	Description du capteur solaire thermique plan à bosses.....	20
3.2	Les flux mis en jeu.....	21
3.3	Les Hypothèses.....	22
3.4	Les équations du bilan thermique.....	23
3.4.1	Le bilan thermique global du capteur	23
3.4.2	Bilan thermique à l'équilibre thermique au niveau du vitrage	23
3.4.3	Le bilan thermique à l'équilibre au niveau de l'absorbeur	25
3.5	Evaluation du coefficient de convection-rayonnement	26
3.5.1	Coefficient d'échange par convection	26
3.5.2	Coefficient d'échange par rayonnement.....	28
3.6	Les pertes thermiques	29
3.6.1	Les pertes vers l'avant.....	29
3.6.2	Les pertes vers l'arrière.....	31
4	Effet des bosses sur les transferts thermiques.....	32
4.1	Partie avant du capteur	32
4.1.1	Réflexion spéculaire au niveau d'une plaque absorbante plane	32
4.1.2	Réflexion spéculaire au niveau d'une plaque absorbante à bosses.....	33
4.1.3	Absorptivité apparente.....	34
4.1.5	Flux thermique radiatif échangé entre l'absorbeur et la vitre.....	36
4.2	Partie arrière du capteur.....	38
4.2.1	Coefficient de convection de fluide-absorbeur.....	38
4.2.2	Surface d'échange	40

Sommaire

4.2.3	Evaluation du débit massique.....	43
4.2.4	Calcul du flux thermique convectif échangé entre l'absorbeur et l'eau	44
4.3	Rendement du capteur bosselé	45
5.	Conclusion.....	46

Chapitre 3 : Résultats et interprétations

1	Introduction	48
2	Simulation	48
2.1	Le cas étudié	48
2.2	Etapas du calcul	49
2.3	Organigramme de la simulation	50
3	Effet de la taille de bosses sur les transferts thermiques.....	51
3.1	Observations	51
4	Effet de l'éclairement solaire sur les températures des composants du capteur	52
5	Effet de la température de l'ambiance sur les températures des composants du capteur	53
6	Effet de la température d'entrée d'eau sur sa température à la sortie du capteur	54
7	Effet de la température de l'eau à l'entrée sur le rendement du capteur	55
8	Effet du débit sur les températures des éléments du capteur	56
9	Effet de débit sur le rendement	57
9.1	Interprétation	57
10	Effet de l'éclairement solaire sur le débit	58
11	Effet de l'éclairement solaire sur le rendement	59
12	Effet de la disposition de bosses sur la circulation du fluide et les transferts thermiques	60
13	Conclusion	61
	Conclusion générale	62
	Résumé.....	63
	Bibliographie.....	64

Nomenclature

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
S_i	La surface de l'indice i	[m ²]
f_i	Le facteur de forme de l'indice i	-
E	L'éclairement solaire	[W/m ²]
Q_i	Le flux thermique	[W/m ² K]
T_i	La température	[K]
h_i	Le coefficient d'échange thermique	[W/m ² K]
\dot{m}	Le débit massique	[kg/s]
C_p	La capacité thermique massique	[J/K]
K	La résistance thermique	[W/m ² K]
e_i	L'épaisseur	[m]
Nu_i	Nombre de Nusselt	-
V	La vitesse	[m/s]
h	L'épaisseur de l'air confiné entre la vitre et l'absorbeur	[m]
Pr	Le nombre de Prandtl	-
Gr_i	Le nombre de Grashoff	-
Al	Caractéristique de la géométrie	-
R_{a1}	Le nombre de Rayleigh	-
N	Le nombre de bosses	-
D_b	Diamètre de bosse	[m]
R	Le rayon de la bosse	[m]

Symbole	Désignation	Unité
λ_i	La conductivité thermique	[W/m.K]
B	La dilatation thermique de l'air	[K ⁻¹]
τ_i	Transmission de la vitre	-
P	Masse volumique	[kg/m ³]
ε_i	Le coefficient d'émission	-
α_i	Le coefficient d'absorption	-
α	L'angle d'inclinaison	[rad]
μ	La viscosité dynamique de l'air	[kg.m/s]
$\delta\theta$	Le gradient de température	[K]

Nomenclature

Indice	Désignation
P	Plan
R	Rayonnement
Cv	Convection
Av	Avant
Ex	Extérieur
Ab	Absorbeur
V	Vitre
amb	Ambiant
S	Sortie
E	Entrée
Fl	fluide caloporteur
mye	Moyenne eau
isol	Isolant
aci	Acier
IR	infra-rouge
AP	absorbeur plan
AB	absorbeur bosselé
M	Mouillé
U	Utile
T	Totale
Ap	Apparent
éch	Echangé
RS	Solaire Reçu
$\frac{P}{r}$	Perdu par rayonnement

Liste de figures

Liste de figures

Chapitre 1

Figure 1.1 : Composants d'un capteur solaire thermique plan	3
Figure 1.2 : Capteur solaire plan sans vitrage	6
Figure 1.3 : Capteur solaire plan à simple vitrage.....	7
Figure 1.4 : Capteur solaire plan à double vitrage.....	7
Figure 1.5 : Capteur solaire sous vide à circulation directe.....	9
Figure 1.6 : Capteur solaire sous vide à caloduc	10
Figure 1.7 : capteur solaire à air	11
Figure 1.8 : Différents types d'absorbeurs.....	11
Figure 1.9 : Types de capteurs solaires à absorbeur plan	12
Figure 1.10 : Schéma d'un capteur solaire à structure en nid d'abeille.....	12
Figure 1.11 : Variation de température des absorbeurs en fonction du temps.	16

Chapitre 2

Figure 2.1 : Comportement de rayonnement thermique à la surface d'un corps opaque.....	18
Figure 2.2 : Echange thermique par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre dans le capteur solaire.	19
Figure 2.3 : Plaques absorbantes dotées d'hémisphères, strictement alignés en (a) et en quinconce en (b).	20
Figure 2.4 : Jonction de la plaque absorbante avec la plaque en aluminium.....	21
Figure 2.5 : Puissances échangées par le capteur solaire thermique avec le milieu extérieur.....	22
Figure 2.6 : Mécanisme des échanges thermiques dans le capteur à bosses.	23
Figure 2.7 : Variation de coefficients d'échange thermique en fonction de l'épaisseur de l'air confiné.	28
Figure 2.8 : Pertes thermiques du capteur vers l'avant.	30
Figure 2.9 : Spectre de la transmission de la vitre en fonction de la longueur d'onde.....	30
Figure 2.10 : Pertes thermiques du capteur vers l'arrière	31
Figure 2.11 : L'analogie électrique des pertes thermiques dans le capteur.	31
Figure 2.12 : Rayonnement thermique à la surface d'une plaque absorbante de forme plane.	33
Figure 2.13 : La réflexion spéculaire au niveau de la bosse.....	33
Figure 2.14 : La bosse et le plan fictif P.....	34
Figure 2.15 : Coefficient d'échange convectif en fonction de la vitesse d'écoulement pour $H=0.02m$.39	
Figure 2.16 : Coefficient de transfert convectif en fonction de la vitesse d'écoulement pour $H=0.02m$	40
Figure 2.17 : Surface de passage de l'eau et périmètre mouillée dans un capteur plan.....	42
Figure 2.18 : Surface de passage de l'eau et périmètre mouillée dans un capteur bosselé.	43
Figure 2.19 : Evolution de températures des éléments du capteur en fonction du débit	43

Chapitre 3

Figure 3.1 : Evolution de la température de sortie de l'eau en fonction du rayon de bosses.	51
Figure 3.2 : Evolution de températures par rapport à l'éclairement solaire.	52
Figure 3.3 : Evolution des températures en fonction de l'ambiance.	53
Figure 3.4 : Evolution des températures en fonction de la température de l'eau à l'entrée	54
Figure 3.5 : Evolution du rendement en fonction de la température de l'eau à l'entrée.....	55
Figure 3.6 : Evolution de températures en fonction du débit.	56
Figure 3.7 : Evolution du rendement en fonction de débit.....	57

Liste de figures

Figure 3.8 : Evolution du débit en fonction de l'éclairement solaire.....	58
Figure 3.9 : Evolution du rendement en fonction de la température de sortie de l'eau avec la variation de l'éclairement solaire.	59
Figure 3.10 : Représentation du profile de vitesse et la circulation de l'eau à travers le capteur à bosses en disposition alignées.	60
Figure 3.11 : Représentation du profile de vitesse et la circulation de l'eau à travers le capteur à bosses en disposition chevauchées.	61

Liste de tableaux

➤ Chapitre 1

Tableau 1.1 : Types d'isolants utilisés dans les capteurs solaire thermiques.....	6
Tableau 1.2 : Avantages et inconvénients des capteurs solaire plans.	10

➤ Chapitre 2

Tableau 2.1 : Corrélations de nombre de Nusselt utilisées.	39
Tableau 2.2 : Dimension de l'absorbeur bosselé relatives aux différentes valeurs du rayon de bosses	42

➤ Chapitre 3

Tableau 3.1 : Paramètres d'étude.....	48
--	----

Introduction générale

La vie moderne entraîne une consommation effrénée de l'énergie. La croissance continue de la consommation de l'énergie est en train d'épuiser les sources d'énergie fossiles telles que le gaz, le pétrole, le charbon et l'uranium ou énergie non renouvelables. De plus l'utilisation de ces énergies pollue la terre et son atmosphère par les rejets divers telles les gaz à effet de serre (CO_2 , CO , H_2O , NO_x , ...), les plastiques difficilement dégradables et les déchets radioactifs presque jamais dégradables, augmente leurs températures provoquant des bouleversements climatiques et un fort impact sur la biodiversité. Pour atténuer ces effets l'homme s'est retrouvé dans l'obligation de développer des sources d'énergie écologiques. Ces sources dites renouvelables sont essentiellement l'énergie solaire, l'énergie éolienne, l'énergie hydraulique, les sources géothermiques, la marée motrice

L'énergie solaire est diversement exploitable, on peut produire directement de l'électricité par l'utilisation des panneaux photovoltaïques, ou indirectement en utilisant des cycles thermiques à vapeur, on l'utilise aussi pour produire des fluides chauds via des convertisseurs directs ou panneaux solaires thermiques. Ces deux moyens d'exploitation se distinguent par une grande diversité dans les applications.

Les panneaux solaires thermiques se caractérisent les uns des autres par le principe de fonctionnement, la géométrie et la température maximale du fluide à la sortie précisant le domaine d'application du capteur. Le plus simple de ces panneaux est le capteur solaire plan.

D'innombrables études ont été menées dans le but d'optimiser le mieux possible la performance des panneaux solaires. Parmi les solutions courantes on trouve celles qui consistent à améliorer la conception de l'absorbeur.

Dans ce travail justement il est question de développer un modèle d'absorbeur dont la surface est faite de bosses hémisphériques. Un modèle mathématique décrit le comportement thermique et prédit les températures des divers éléments ainsi que le débit de capteur et une comparaison des performances avec les capteurs classiques est réalisée.

On se demande à cette occasion quel serait l'effet de l'ajout de bosses dans l'absorbeur sur les transferts thermiques au sein du capteur et donc sur son efficacité. On en déduira cet impact en comparant les résultats obtenus à partir d'un programme de calcul au capteur plan simple.

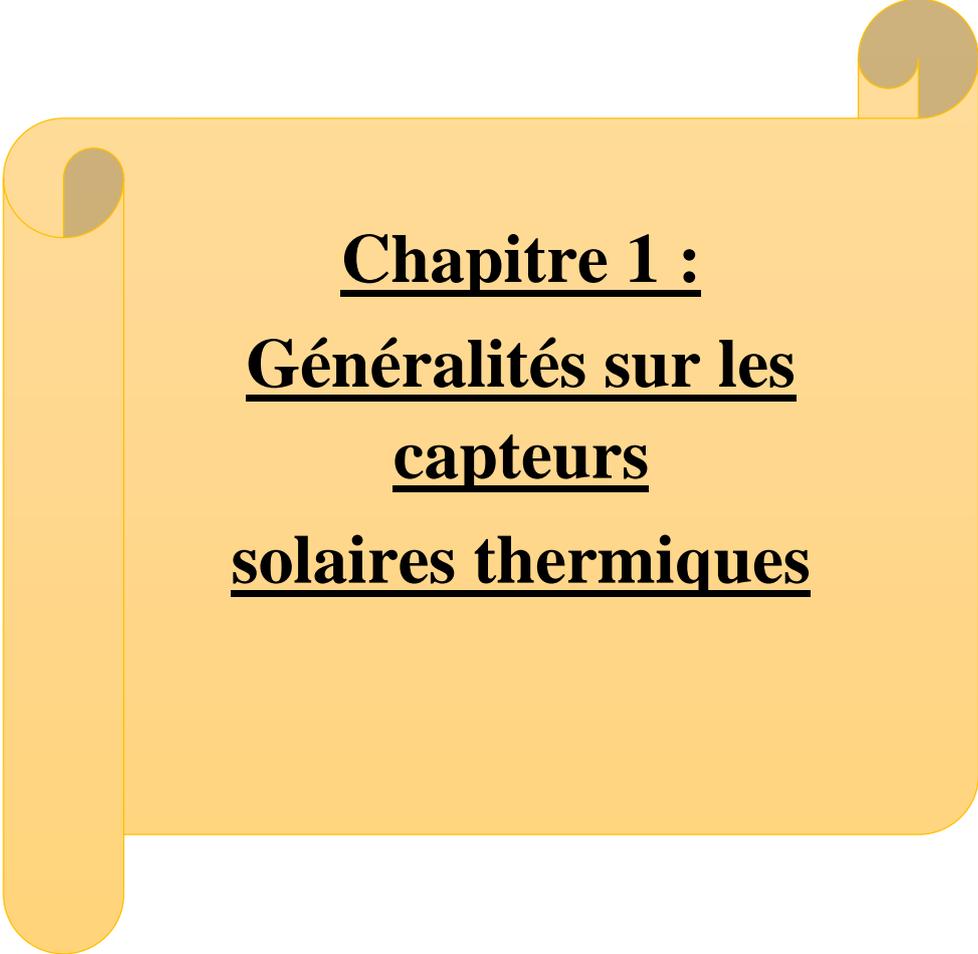
Introduction générale

Ce travail est organisé en trois chapitres tels que :

Dans le premier chapitre, nous passons en revue divers types de capteurs thermiques plans grâce à une étude bibliographique.

Dans le second chapitre nous introduisons le capteur à bosse et nous exposons le modèle mathématique.

Le dernier chapitre est consacré à l'exploitation des résultats du modèle et des interprétations des résultats.



Chapitre 1 :
Généralités sur les
capteurs
solaires thermiques

1 A propos des capteurs solaires

Dans ce chapitre, on passe en revue les différents capteurs thermiques solaires existants en expliquant leur fonctionnement et comparant les avantages et les inconvénients de chacun. Nous focalisons notre intérêt sur l'influence thermique de l'ensemble de différents types d'absorbeurs classiques au sein de capteurs solaires tout en mettant en valeurs leurs avantages.

2 Définition d'un capteur solaire plan

Un capteur solaire thermique est un système thermique qui convertit l'énergie solaire reçue sous forme de rayonnements en énergie calorifique communiquée à un fluide caloporteur (gaz ou liquide) sous forme de chaleur [1].

3 Les composants de capteur solaire thermique

Un capteur plan se compose généralement des quatre éléments suivants :

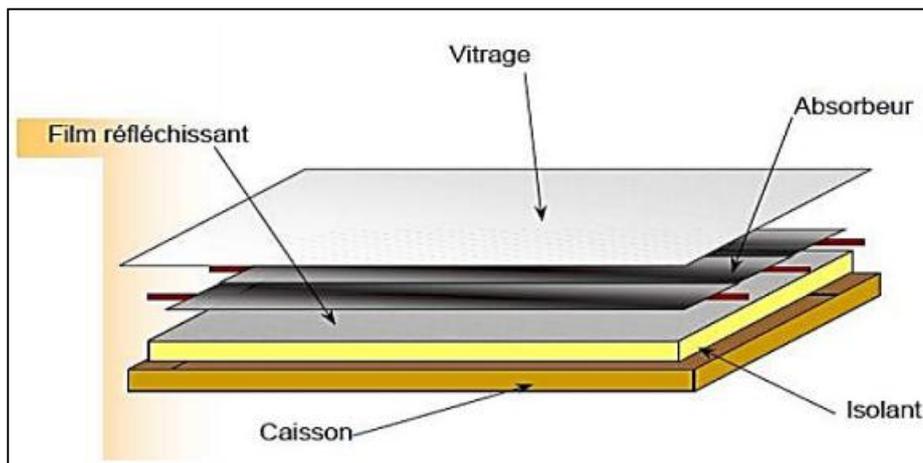


Figure 1.1 : Composants d'un capteur solaire thermique plan[2]

D'une couverture transparente, d'un absorbeur, d'un fluide caloporteur et d'une isolation thermique. La figure 1.1 montre la disposition de ces éléments. Le fluide caloporteur est intimement lié à l'absorbeur qui lui fournit la chaleur provenant de l'ensoleillement. Pour éviter les pertes thermiques, l'ensemble est isolé sauf la partie supérieure qui laisse passer le rayonnement solaire. Un film d'air s'interpose généralement entre l'absorbeur et la vitre assurant ainsi l'isolation thermique sur la partie supérieure sans entraver le passage du flux solaire [1].

3.1 La couverture transparente

C'est une surface faite d'un matériau transparent au rayonnement visible et le proche infrarouge (IR) mais opaque au rayonnement I.R lointain (les UV $>320\text{nm}$ peuvent passées dans le cas du verre), émis par l'absorbeur, permettant de réaliser un effet de serre. La couverture transparente peut être composée par une ou plusieurs vitres ou plaques ou films en plastique transparent [3].

Les couvertures transparentes habituelles sont pour la plupart en verre simple ou traité ou en plastique. Les verres utilisés contiennent une faible teneur en oxyde de fer occasionnant ainsi une transmission importante pouvant dépasser les 95%.

L'utilisation de la couverture transparente du capteur permet :

- D'accroître son rendement et d'assurer des températures importantes, en créant un effet de serre qui réduit les pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur.
- De limiter les pertes par convection de l'absorbeur [3].

3.2 L'absorbeur

L'absorbeur consiste en une plaque absorbante et conductrice, elle absorbe le rayonnement solaire global de courtes longueurs d'onde et le convertit en chaleur. A cette plaque est associé un système d'échange (des tubes à travers lesquels circule le fluide caloporteur) pour transférer l'énergie captée à un fluide caloporteur.

Le matériau constituant la plaque de l'absorbeur peut être soit métallique soit en matière plastique. L'utilisation d'une de ces matières a bien des avantages comme des inconvénients que l'utilisation de l'autre.

Le plastique est caractérisé par sa légèreté, la faible sensibilité à la corrosion et la possibilité de teinter le produit dans la masse et donc de ne pas craindre les rayures, cependant, il représente aussi des inconvénients tels que la mauvaise conductibilité thermique, le vieillissement dû au rayonnement U.V et la tenue médiocre aux températures élevées. Il est utilisé uniquement dans le cas où un milieu agressif circule directement dans l'absorbeur tel est le cas de l'eau d'une piscine [5].

Dans le cas des métaux on utilise le cuivre, l'aluminium, ou bien l'acier inoxydable, qui ont de bonnes conductivités thermiques. L'utilisation des métaux pour l'absorbeur doit obéir aux conditions suivantes [4] :

- La feuille absorbante de 0.2 mm d'épaisseur avec des variantes de 0.15 à 0.3mm.
- Respecter un intervalle de 100 à 120mm entre les tubes ou canaux contenant le fluide caloporteur (transmission de chaleur plus efficace).
- Application d'une surface sélective sur les surfaces métalliques pour une haute absorption et une réduction de la réflexion de la lumière et donc pas de perte d'énergie.

3.3 Le fluide caloporteur [5]

Le fluide chargé de transporter la chaleur entre deux ou plusieurs sources de température. Choisi en fonction de ses propriétés physiques et chimiques, il est recommandé que celui-ci ait une haute conductivité thermique, une faible viscosité et une capacité calorifique élevée. Dans le cas des capteurs plans, les fluides caloporteurs utilisés en générale sont l'eau à laquelle on ajoute un antigel (généralement de l'éthylène glycol) ou l'air.

L'utilisation de l'eau comme fluide caloporteur présente des risques dont le gel en hiver, l'ébullition en été, la corrosion et ne sert qu'au chauffage des locaux ou pour le séchage solaire, il a aussi des avantages tels la simplicité et la fiabilité du système sans occasionner de suite malencontreuse en cas de fuite.

L'eau, cependant, est spécifiée par la valeur du produit de la masse volumique et la capacité calorifique qui vaut $\rho.C_p = 4\,146\,560\text{J/m}^3.\text{K}$, une valeur bien supérieure à celle de l'air qui vaut $1225\text{J/m}^3.\text{K}$. L'eau nécessite aussi des conduites à faible section contrairement à l'air pour le passage de débit assurant le bon rendement du système d'échange.

3.4 L'isolant thermique

Afin de minimiser les pertes thermiques et d'assurer une meilleure transmission de l'énergie calorifique à travers les composants du capteur thermique, il est nécessaire de se servir d'une isolation thermique aux parties avant de l'absorbeur d'une part et les parties arrière et latérale du capteur d'autre part.

Dans la partie avant de l'absorbeur une lame d'air sépare l'absorbeur de la vitre, cela constitue une isolation thermique, et ce, pour éviter le transfert de chaleur par conduction (contact direct éliminé). Pour les températures usuelles de fonctionnement du capteur plan, cette lame est maintenue à une épaisseur de 2.5cm, une manière de réduire la convection naturelle. Les pertes par les deux modes de transfert déjà cités et par la réémission sont aussi réduites au minimum par les vitres utilisées comme couverture du capteur.

A la face arrière et latérale les pertes par conduction sont limitées en appliquant une couche isolante ayant une bonne résistance aux hautes températures tout au long de celles-ci.

L'isolant thermique peut être d'origine végétal, organique ou minéral. Les matériaux les plus utilisés sont représenté dans le tableau en dessous :

Tableau 1.1 : Types d'isolants utilisés dans les capteurs solaire thermiques.

Isolant	Conductivité thermique à 500 W/m °C max	Température max
Laine de verre	0.041	150
Laine de roche	0.05	150
Polyuréthane	0.027	110
Polystyrène expansé	0.039	85
Liège	0.042	110

4 Types de capteurs solaire plan

4.1 Capteur plan sans vitrage

C'est un capteur constitué seulement d'une plaque en métal ou en plastique sur laquelle sont collés des tubes qui véhiculent le fluide caloporteur [6]. Il ne dispose pas d'isolation sur la face avant il est donc simple et économique. Ce capteur reçoit directement le flux solaire sur la face absorbante, il n'y a aucune atténuation intermédiaire si ce n'est la couche atmosphérique. Les pertes avant sont cependant importantes en raison de la convection directe naturelle et due au vent. Il permet d'atteindre des températures variables selon la présence de vent et l'ensoleillement. Des températures relativement importantes peuvent être obtenues de façons irrégulières Il est utilisé principalement dans l'intégration architecturale (toiture solaire) [7] et le chauffage des piscines.

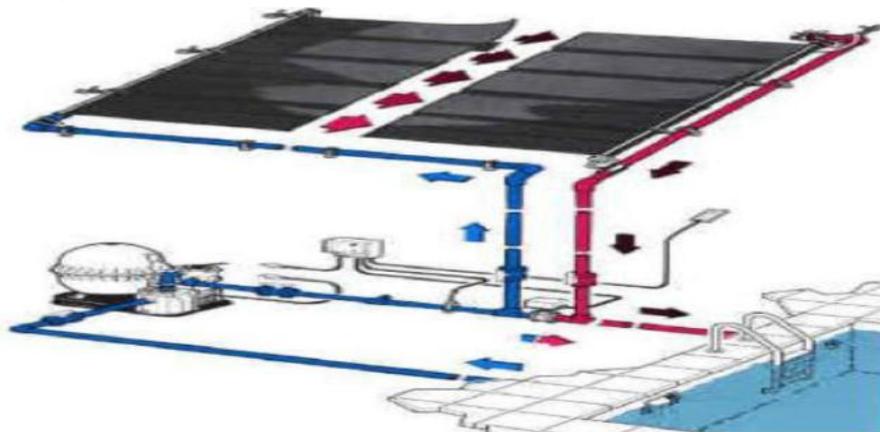


Figure 1.2 : Capteur solaire plan sans vitrage [8]

4.1.1 Fonctionnement

La plaque absorbe le flux solaire sur la partie avant pour le transmettre au fluide caloporteur sur la face arrière pour l'utilisation.

4.2 Capteurs plans vitrés

Ils sont composés d'un vitrage qui laisse passer le rayonnement solaire, d'un absorbeur métallique couvert d'une couche noire, d'un collecteur dans lequel circule le fluide. Il est isolé en face arrière et latérale. Ces capteurs sont les plus utilisés et les plus répandus.

Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée ou les températures souhaitées se situent entre 30° et 70° C [6]. Ils sont destinés notamment à la production d'eau chaude sanitaire et au chauffage.



Figure 1.3: Capteur solaire plan à simple vitrage [9]

Pour améliorer encore plus les propriétés et les performances des capteurs plans vitrés, les constructeurs optent pour le double et le triple vitrage. Ces choix d'isolation de la face avant

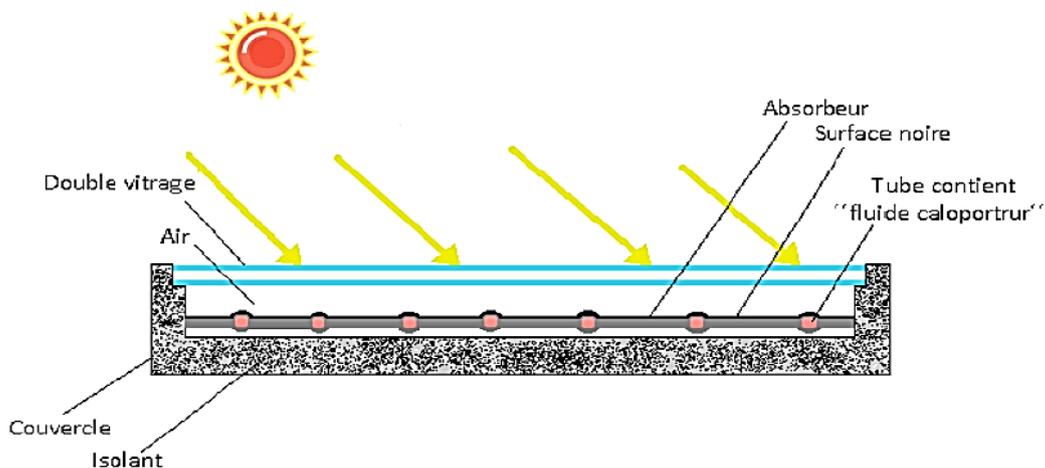


Figure 1.4 : Capteur solaire plan à double vitrage

permettent d'accentuer le phénomène de l'effet de serre et minimiser beaucoup mieux les pertes vers l'extérieur [8].

4.2.1 Fonctionnement

Le rayonnement solaire passe à travers la couverture transparente du capteur solaire plan, à l'arrivée du rayonnement à l'absorbeur il se converti en chaleur à sa surface. En absorbant le rayonnement visible représentant 42% du rayonnement solaire, l'absorbeur, réémit du rayonnement I.R pour lequel la transmission de la couverture transparente est faible. Alors, le rayonnement émis ne peut s'échapper et donc piéger (effet de serre), mais sera absorbé en partie par la couverture transparente et en partie réfléchi vers la plaque, en raison de quoi, ces deux surfaces s'échauffent. En circulant dans l'absorbeur, le fluide caloporteur récupère de la chaleur par convection à la traversé du capteur et la conduit vers un échangeur de chaleur, à partir duquel elle est transmise au consommateur [10], [11].

4.3 Capteur solaire à tubes

Un capteur solaire à tubes est composé d'une série de tubes transparents en verre de diamètre allant de 5 à 15 cm. Chaque tube joint un absorbeur et un échangeur. Un vide est créé dans ces tubes ce qui annule ou réduit les pertes conductrices et convectives. L'absorbeur est lui aussi traité pour réduire les pertes par rayonnement. Ce type de capteur assure des températures hautes de 60°C à 150°C et plus. Il est utilisable surtout dans la production du froid et la climatisation. On distingue deux types de capteurs à tubes [6] :

4.3.1 Capteur à tubes à une paroi et à circulation directe

Ces tubes sont de 2 mm d'épaisseur, ils sont dotés chacun d'une conception d'absorbeur et d'échangeur semblable à celle d'un capteur plan vitré.

- **Fonctionnement** : le rayonnement solaire atteint les parois transparentes des tubes et les traverse, le tube absorbant le capte et s'échauffe par conséquence. La chaleur requise est ensuite transmise au fluide caloporteur traversant le circuit d'échange thermique [11].

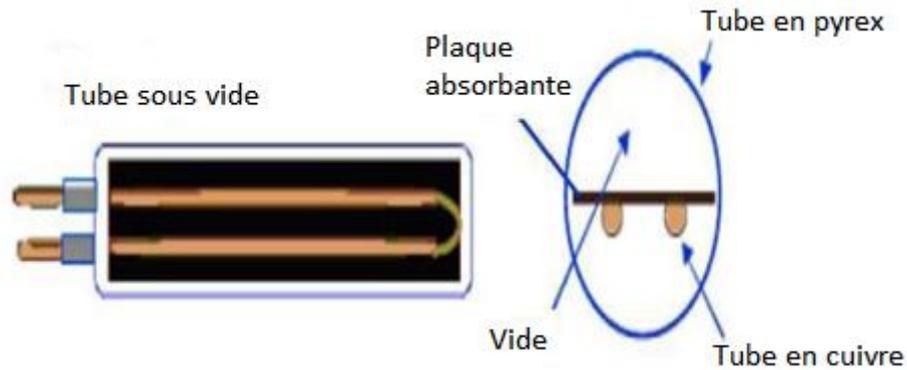


Figure 1.5 : Capteur solaire sous vide à circulation directe [2]

4.3.2 Capteur à tubes sous vide à caloduc

Capteur constitué de deux tubes. A l'extérieur, un tube en verre et à l'intérieur un tube de cuivre de diamètre de 8 mm dans lequel circule un fluide (eau distillée ou l'acétone), à son extrémité un diffuseur d'un diamètre allant de 14 à 26 mm lui est associé. Ce système est à liaison sèche (il n'y a pas de circulation de liquide entre le collecteur principal et le caloduc).

- **Fonctionnement:** Le tube intérieur sert d'absorbeur étant donné sa surface traitée pour être absorbante et sélective, il capte le rayonnement et s'échauffe, en chauffant, il émet un rayonnement IR sous l'effet duquel le fluide frigorigène contenu dans le caloduc se déplace d'une extrémité à l'autre, et ce, suivant un mécanisme naturel d'évaporation et de condensation de fluide, la chaleur est ainsi transmise hors du tube sous vide pour chauffer un autre fluide circulant dans le collecteur principale [11].
- **Remarque :** Le vide permettant de diminuer la température d'évaporation du fluide placé à l'intérieur, le procédé d'évaporation et de condensation fait qu'on ne peut pas placer ces tubes strictement à l'horizontale. Une inclinaison de l'axe du tube d'au moins 10° par rapport à l'horizontale est obligatoire.

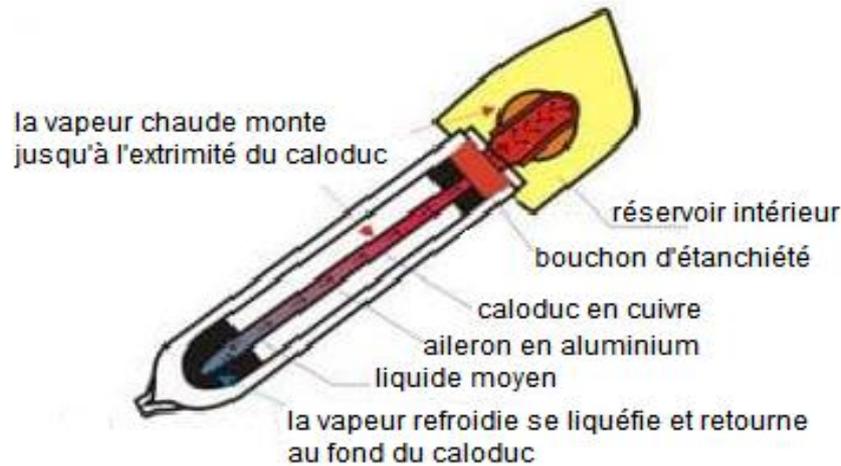


Figure 1.6 : Capteur solaire sous vide à caloduc [12]

4.4 Les avantages et inconvénients des capteurs solaires plans

Tableau 1.2 : Avantages et inconvénients des capteurs solaire plans [13].

Types de capteur	Avantages	Inconvénients
Capteur plan sans vitrage	-Coût réduit. -Rendement élevé pour les basses températures. - Son absorbeur peut constituer lui-même la toiture des bâtiments.	- fonctionnement limité aux faibles températures et dépend de la température de l'air. - faible rendement
Capteur plan vitré	-Longue durée de vie. - Meilleur rapport qualité prix.	- fonctionne pour les hautes températures. - Monte en température rapidement en absence de circulation de fluide caloporteur.
Capteur à tubes sous vide	-Réduction des pertes grâce à l'isolation parfaite. - Large domaine d'application. - Favorable lors de faible température ambiante.	- Coût chers. - fabrication difficile (liaisons entre verre et métal). - Sensible à la surchauffe. - Large domaine d'application.

4.5 Capteur à air

Le capteur solaire à air est un élément de base de tout système solaire actif d'air. Plusieurs configurations possibles sont utilisées pour classer ces capteurs, et chaque configuration est adaptée à une application [14].

Il existe plusieurs types de capteurs à air, alors on trouve [8] :

- Capteur solaire à absorbeur rainuré

- Capteur solaire à absorbeur plan
- Capteur solaire à nid d'abeille

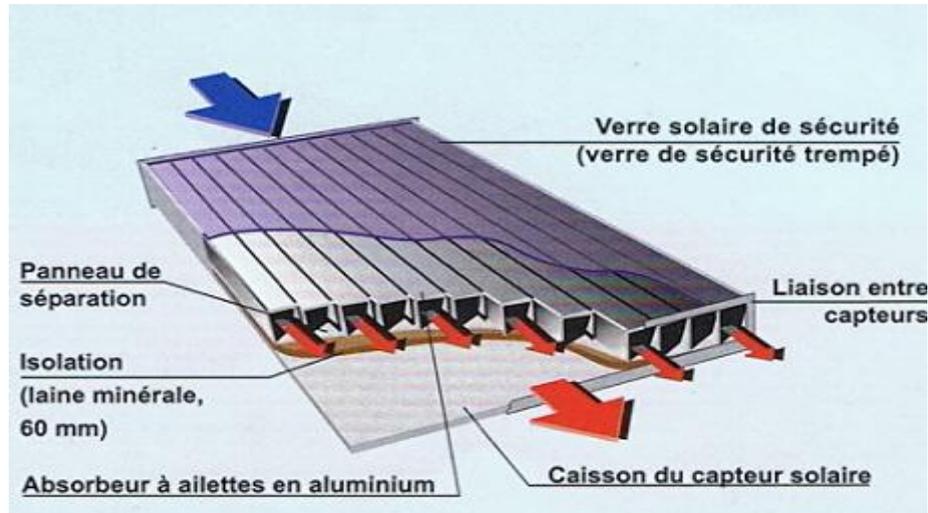


Figure 1.7 : Capteur solaire à air [15].

4.5.1 Capteur solaire à absorbeur rainuré ou à géométrie variable

L'efficacité de ce capteur est reliée à la surface d'échange de chaleur. Pour augmenter cette dernière, on peut donner un pouvoir émissif élevé au dos de l'absorbeur et à la face interne de l'isolant, ou donner à l'absorbeur une surface striée ou rainurée [16].

Le rainurage améliore l'échange de chaleur et sa valeur dépend du coefficient de transfert de chaleur par convection dans le canal [17].

Les formes les plus utilisées sont les suivantes :

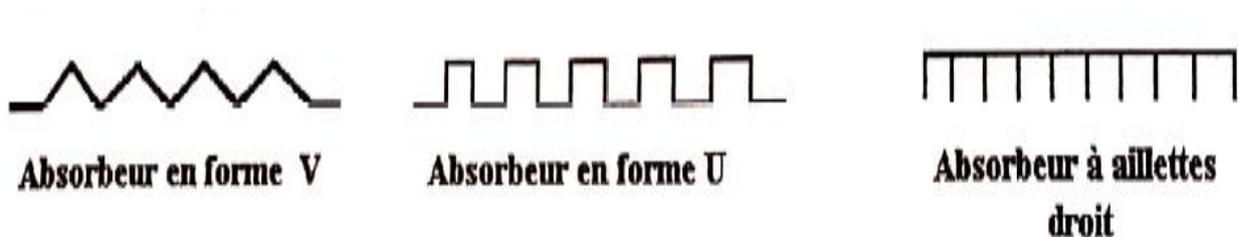


Figure 1.8 : Différents types d'absorbeurs [18].

4.5.2 Capteur solaire à absorbeur plan

L'absorbeur composé d'une plaque plane en tôle, le nombre des veines d'écoulement d'air est le seul facteur qui fait la différence dans ce type de capteurs [17].

Il existe quatre types de capteur selon le mode d'écoulement [16] :

A) Capteur plan à air à simple passage.

B) Capteur plan à air à plusieurs passages.

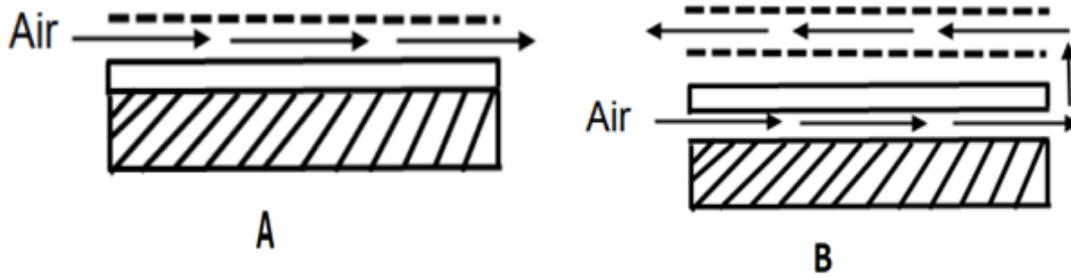


Figure 1.9 : Types de capteurs solaires à absorbeur plan [8]

4.5.3 Capteur solaire à nids d'abeille

Il est composé d'une structure en nid d'abeilles entre l'absorbeur et le couvercle, qu'on appelle structure de Francia. Ces structures ont la propriété d'être anti convective et anti rayonnante ce qui limite les pertes de chaleur avant et améliorent grandement les performances du capteur. [8]

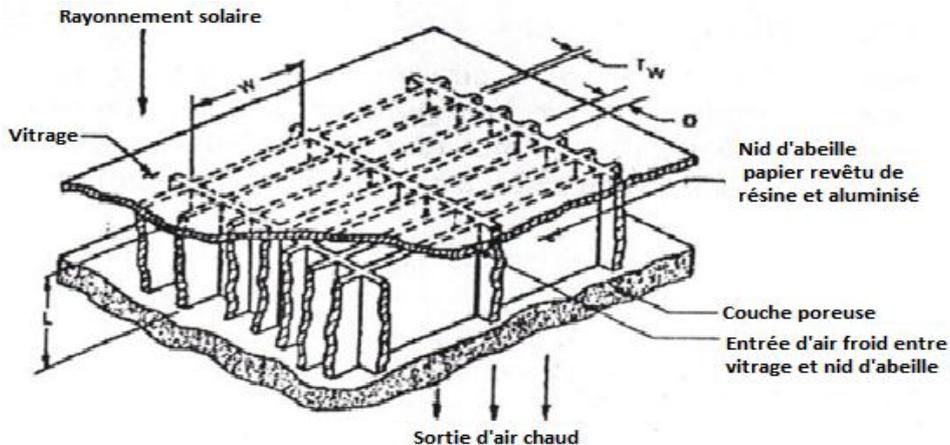


Figure 1.10 : Schéma d'un capteur solaire à structure en nid d'abeille [8].

5 Les modes de transfert se produisant dans un capteur

Lorsque la température d'un corps diffère de celle de son environnement, il se produit spontanément entre eux des échanges d'énergie thermique. Ceux-ci tendent à établir un équilibre tel que le ou les corps les plus chauds se refroidissent et les plus froids se réchauffent [19].

Ces échanges peuvent se faire par trois modes différents :

- Par conduction : la chaleur se propage de proche en proche à travers la matière sans qu'il n'y ait de transfert de cette dernière. La conduction assure un bon transfert de chaleur à travers les solides.
- Par convection : Dans un fluide, les différences de température produisent des différences de densité pouvant amener à des mouvements de la matière, dits mouvements de convection.
- Par rayonnement : les corps émettent de l'énergie par leur surface sous forme de radiation. C'est un moyen qui n'a pas besoin de support matériel ; on le rencontre donc dans le vide.

5.1 Transfert de chaleur par conduction

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température par conduction des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'air de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur [9].

La conduction est une transmission de chaleur dans la matière sans mouvement qui fait passer la chaleur des zones chaudes vers les zones froides à l'aide de deux mécanismes (vibration moléculaire, diffusion électronique).

La loi fondamentale de la conduction (Loi de Fourier) exprime le flux de chaleur transmis dans un milieu de conductivité thermique λ à travers une surface S , elle s'écrit :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}T} \quad (1.1)$$

Le flux de chaleur par conduction est proportionnel au gradient de température

5.2 Transfert de chaleur par convection

La convection est un mécanisme de diffusion de chaleur pris en compte lorsqu'il s'agit d'un fluide en mouvement (déplacement de matière ou en agitation [19]).

La convection est le mode de transmission qui implique le déplacement d'un fluide gazeux ou liquide (écoulement) et échange avec une surface qui est à une température différente [9]. C'est un transfert de chaleur dans la matière avec mouvement macroscopique de la matière [19].

On distingue deux types de convection [9] :

- La convection forcée : le mouvement du milieu est engendré par un dispositif externe (le vent, un ventilateur, ...).

- La convection naturelle : le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par les variations de température au sein du fluide. C'est un mode de transfert rapide en général.

Pour un écoulement à une température T_e autour d'une structure, à une température uniforme T_s de surface S , l'expression du flux de chaleur en convection est donnée par la seconde loi de Newton :

$$\phi = hS(T_s - T_e) \quad (1.2)$$

ϕ : flux échangé par convection.

h : coefficient de convection. S : surface de la paroi solide en contact avec le fluide.

T_s : température de la paroi solide. T_e : température du fluide.

5.3 Transfert de chaleur par rayonnement

Le rayonnement désigne le processus d'émission ou de propagation d'énergie et de quantité de mouvement impliquant une onde ou une particule. Un corps chauffé émet de l'énergie sous forme de rayonnement électromagnétique. Une des particularités de ce rayonnement dit « thermique » est qu'il peut se propager dans le vide. Il est caractérisé par une densité d'énergie et un spectre (la répartition de l'énergie suivant la longueur d'onde) [19].

Dans la transmission de chaleur par rayonnement, le transfert thermique s'effectue par des vibrations électromagnétiques entre deux surfaces. Sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'onde dans l'espace qui se propagent en ligne droite sans aucun support de matière [9].

La loi fondamentale du rayonnement est celle de Stefan-Boltzmann :

$$\phi = \sigma T^4 \quad (1.3)$$

ϕ : densité de flux de chaleur émis par le corps ε : émissivité thermique du matériau.

σ : Constante de Stefan-Boltzmann évaluée à $5.67 \times 10^{-8} \text{ W /m}^2 \cdot \text{K}^4$.

T : Température absolue de la surface émettrice.

6 Paramètres influençant le fonctionnement d'un capteur solaire

Plusieurs paramètres influencent le fonctionnement du capteur solaire plan en terme d'efficacité thermique, ceux-ci sont réparties en deux catégories principales comme suit :

6.1 Paramètres internes

- La présence de vitre dans un capteur solaire plan contribue à minimiser les pertes vers l'extérieur. Le triple vitrage s'avère plus performant que le double et le double vaut mieux que le simple.
- La température d'entrée du fluide caloporteur.
- La surface de la plaque absorbante.

6.2 Paramètres externes

- Rayonnement solaire : Il varie dans la journée et durant toute l'année. Il est minimal le matin et en fin de journée et il est maximal à midi TSV (Temps Solaire Vrai). L'ensoleillement est important en été et faible en hiver. La température du fluide produit est par conséquent variable grandement en fonction de l'ensoleillement.
- Vitesse du vent : Plus la vitesse du vent est importante plus le coefficient de convection entre le capteur dans sa totalité est important. Les pertes de chaleur augmentent et réduisent le rendement du capteur.
- Orientation et inclinaison du capteur : l'angle optimum d'inclinaison avec l'horizontal joue un rôle important en augmentant la collection d'énergie par les capteurs solaires. Deux orientations sont à prendre en considération : L'orientation est-ouest et de l'orientation selon l'incidence solaire. Quant à cette dernière, il y a lieu de s'assurer que l'incidence solaire soit perpendiculaire au capteur.
- Albédo : c'est la fraction de rayonnement que réfléchit ou diffuse une surface. Il se caractérise par un coefficient appelé Albédo (ξ) :

$$0 \leq \xi \leq 1, \xi = \frac{\text{énergie réfléchie}}{\text{énergie recue}}$$

7 Applications des capteurs solaires thermiques plans [1], [20]

- Sécher les grains et les fourrage.
- Chauffage de locaux, production d'eau chaude sanitaire
- Chauffer l'eau des piscines.
- Activer la croissance des produits végétaux.
- Faire fonctionner des moteurs thermiques.
- Alimenter des machines de réfrigération dites tri-thermes pour produire du froid telles les machines à absorption NH₃-H₂O et H₂O-BrLi. Les températures requises vont de 70 à 160°C [21].
- Distillation des eaux saumâtres et production d'eau potable à partir de l'eau de mer [22].

8 Influence de la nature des absorbeurs sur le transfert thermique

La figure 1.11 représente l'influence de la nature de matériau utilisé comme absorbeur sur la température durant une journée.

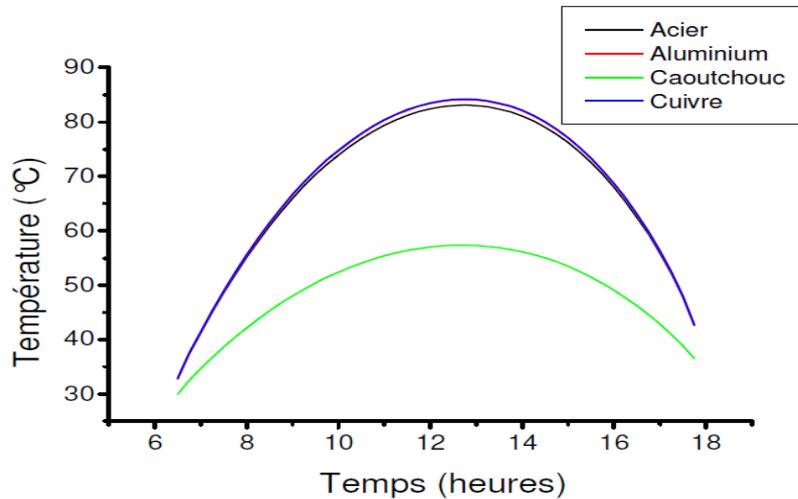
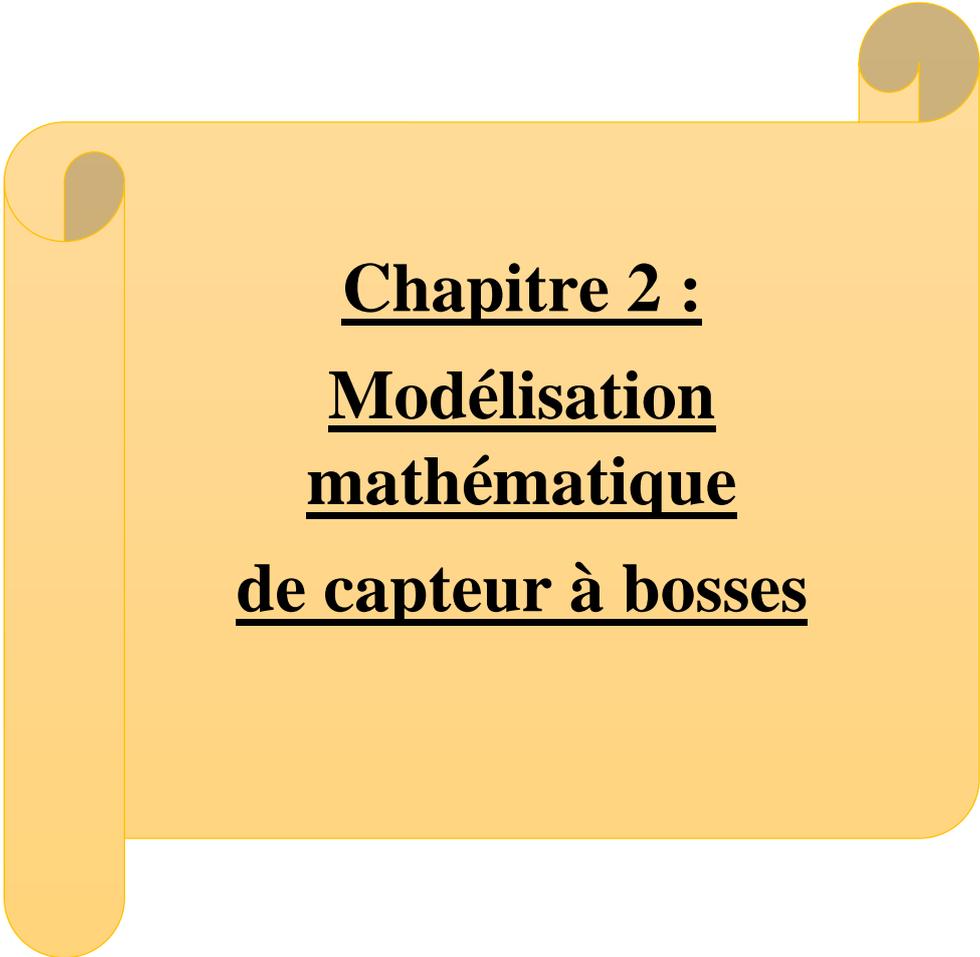


Figure 1.11 : Variation de température des absorbeurs en fonction du temps [23].

D'après ces courbes, on constate que pour un absorbeur métallique, la température de sortie du capteur peut atteindre 85 °C à midi, contrairement à un absorbeur en caoutchouc où la température est plus basse dans les mêmes conditions. Cette répartition des résultats est due à la conductivité thermique de chaque matériau de l'absorbeur, il est clair que le cuivre et l'aluminium qui présentent une conductivité élevée par rapport au caoutchouc permettent d'obtenir les plus grandes températures.

9 Conclusion

Ce chapitre constitue une étude bibliographique sur les capteurs solaires. Nous avons montré qu'il existe différents types qui sont utilisables dans diverses situations, selon les besoins et le budget disponible. Le plus simple étant le tuyau noir enroulé en spirale dans lequel circule de l'eau et disposé en spirale au plus sophistiqué qui est le capteur à tubes sous vide en passant par le capteur à double ou triple vitrage. Nous avons décrit les éléments du capteur solaire, les modes de transfert de chaleur mis en jeu et les paramètres influençant sa bonne marche. Les capteurs solaires sont conçus pour convertir l'énergie solaire en énergie thermique utilisable sur le champ ou pour l'emmagasiner sous une quelconque forme. Beaucoup d'applications découlent de la réalisation de ce type de convertisseur d'énergie.



Chapitre 2 :
Modélisation
mathématique
de capteur à bosses

1 Le nouvel absorbeur

Dans cette partie nous proposons un nouveau concept d'absorbeur. Le type que nous étudions dans ce qui suit concerne un absorbeur sur lequel nous avons aménagé des creux ou des bosses selon le point de vue (haut ou bas). Nous espérons que ces formes aménagées par estampage sur un absorbeur initialement plan vont améliorer les performances du capteur thermique au moins sur deux plans, sur le plan d'une meilleure absorptivité du rayonnement face avant et sur le plan l'échange convectif sur la face arrière. L'étude s'attachera alors à l'influence de la taille et de la fréquence des bosses sur les performances et recherchera les avantages et les inconvénients d'un tel concept.

2 Comportement du rayonnement thermique à la surface d'un corps opaque

En recevant le rayonnement thermique incident, la plaque absorbante transforme une fraction de celui-ci en énergie interne appelée donc flux absorbé. L'autre fraction restante est directement réfléchi ou diffusée hors de la plaque. Le rayonnement renvoyé par réflexion obéit aux lois de l'optique géométrique et est appelé flux réfléchi, tandis que, par diffusion le rayonnement est renvoyé aléatoirement dans toutes les directions d'où son appellation. La plaque étant portée à une température T donnée après absorption, émet une quantité de son énergie appelée flux d'émission

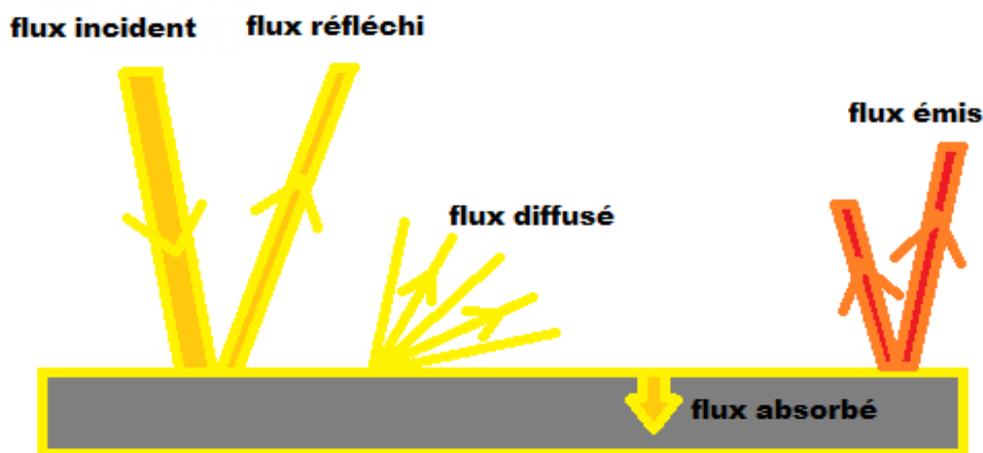


Figure 2.1 : Comportement de rayonnement thermique à la surface d'un corps opaque [24].

2.1 Rayonnement thermique à travers la vitre et l'absorbeur

Le rayonnement incident sur le vitrage se divise en trois parties : La partie principale est transmise, une partie est réfléchi sur les deux faces du vitrage et une autre partie est absorbée.

Le rayonnement transmis est reçu par l'absorbeur, une partie importante est absorbée. Ce qui reste est diffusé vers le vitrage et subira les mêmes effets que le rayonnement solaire incident sur la vitre. A cause de sa température l'absorbeur perd du rayonnement par émission vers la vitre et subira les mêmes effets que précédemment.

Cette opération se répète en boucle jusqu'à extinction du rayonnement.

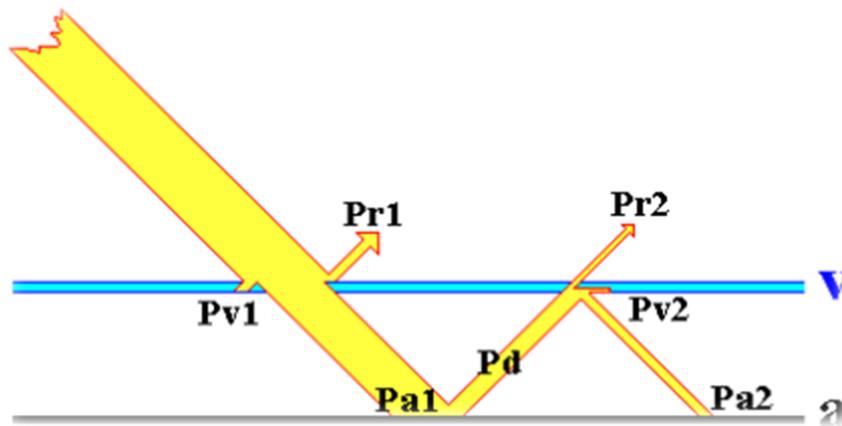


Figure 2.2 : Echange thermique par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre dans le capteur solaire [25].

2.2 Facteurs de forme [26]

C'est la fraction émise, diffusée, transmise ou partant d'une surface et tombant sur une seconde surface par rapport au flux total émis, diffusé, transmis ou partant dans le demi espace. C'est donc un nombre inférieur ou égal à l'unité et ne dépend que de la disposition des deux surfaces l'une par rapport à l'autre et de la distance entre elles si les surfaces sont grises à diffusion et transmission isotropes. Des tables de facteurs de formes permettent d'évaluer ces facteurs de formes indispensables aux calculs des échanges radiatifs, cependant pour des géométries particulières et dans le cas de surfaces formant des enceintes des simplifications peuvent apparaitre et permettent d'éviter de recourir aux formules de définition et aux tables grâce notamment aux formules d'enceinte et aux formules de réciprocité.

Pour la formule de réciprocité et pour chaque couple i,j de surface on peut écrire [26]

$$S_i f_{ij} = S_j f_{ji} \quad (2.1)$$

Pour une enceinte formée de n surfaces, il est possible d'écrire n relations du type (2.2) permettant d'évaluer sans formules n facteurs de formes.

$$\sum_{j=1}^n f_{i,j} = 1 \quad (2.2)$$

Pour une surface plane ou convexe, le facteur de forme d'une surface sur elle-même est nul $f_{i,i} = 0$

3 Modélisation du capteur solaire thermique plan à bosses

Nous proposons d'appliquer les procédures habituelles utilisées sur les capteurs solaires plans à notre cas particulier de capteur à bosses. L'étude consiste à réaliser des bilans thermiques sur les différents composants du capteur pour pouvoir prédire les différentes températures dont la température de sortie et le débit du fluide produit en fonction de l'ensoleillement.

3.1 Description du capteur solaire thermique plan à bosses

Un capteur solaire thermique plan à bosses est constitué, tout comme le capteur solaire thermique plan simple, d'un vitrage en verre en avant, d'une plaque absorbante, d'une plaque en aluminium et d'une isolation en arrière. L'absorbeur est constitué d'une surface sur laquelle ont été réalisés des hémisphères disposés en ligne ou en quinconce comme le montre la figure 2.3.

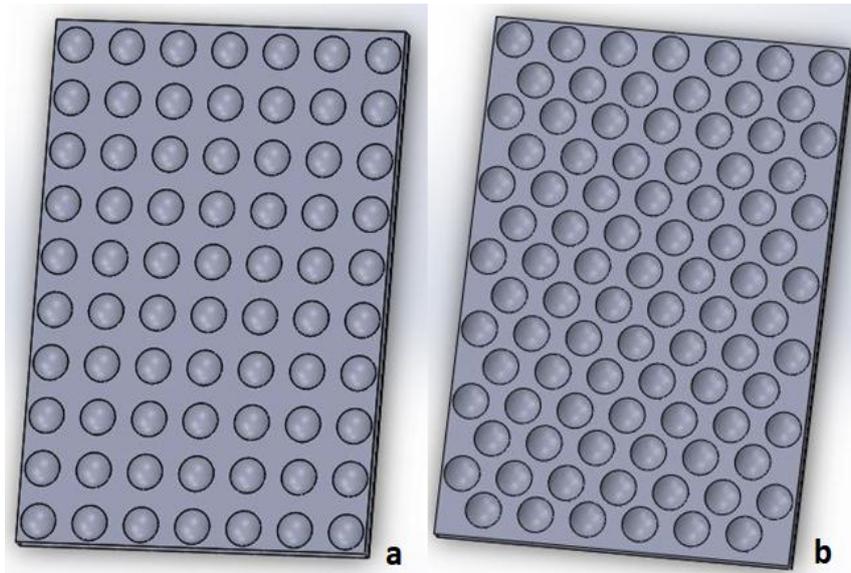


Figure 2.3 : Plaques absorbantes dotées d'hémisphères, strictement alignés en (a) et en quinconce en (b).

Les hémisphères sont réalisés par estampage sur une plaque en aluminium ou en cuivre enduite d'une peinture absorbante. La plaque estampillée est assemblée à la plaque arrière par soudage par points laissant un espace au liquide caloporteur pour circuler.

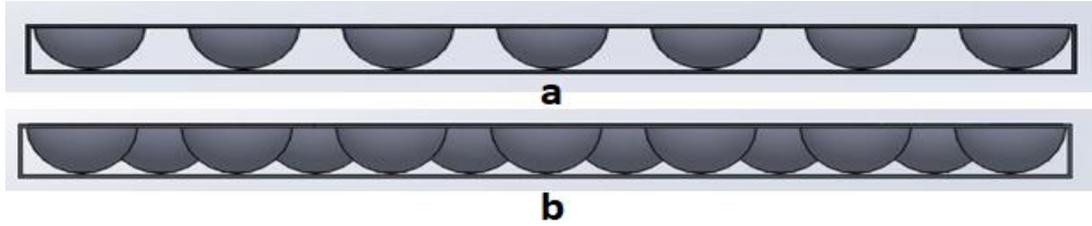


Figure 2.4 : Jonction de la plaque absorbante avec la plaque en aluminium.

La face avant reçoit le flux solaire et en absorbe une bonne partie tandis que la face arrière récupère par convection le flux absorbé et conduit à travers la plaque bosselée.

3.2 Les flux mis en jeux

Le bilan thermique consiste à écrire la variation de l'énergie interne du fluide caloporteur et de déterminer ainsi la puissance thermique qui lui a été transmis par le capteur. En ayant la valeur de cette puissance le rendement et l'efficacité de dispositif peuvent alors être définis.

Pour procéder aux calculs nous citons dans ce qui suit l'ensemble des puissances (ou flux) reçus et cédés par le capteur par rapport au milieu extérieur tels que :

➤ **Les flux reçus**

1. Flux relatif à l'éclairement naturel noté :

$$Q_{RS} = S_p E \tag{2.3}$$

➤ **Les flux cédés**

1. Flux radiatif échangé entre l'absorbeur et la vitre (puissance des irradiations émises par le capteur) noté [26] :

$$Q_r = S_p \sigma \frac{(T_{ab}^4 - T_v^4)}{\frac{1 - \epsilon_{ab}}{\epsilon_{ab}} + \frac{1}{f_{12}} + \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v}} \tag{2.4}$$

2. Flux échangé par convection entre l'absorbeur et la vitre noté :

$$Q_{cv(ab/v)} = Sh_{ab/v} (T_{ab} - T_v) \tag{2.5}$$

3. Flux perdu par convection vers l'avant du capteur :

$$Q_{cv,av} = S_p h_{ex} (T_v - T_{amb}) \tag{2.6}$$

4. Flux cédé au fluide caloporteur noté :

$$Q_{fl} = \dot{m} C_p (T_s - T_e) = S_{ab} h_{eau} (T_{ab} - T_{mye}) \tag{2.7}$$

5. Flux perdu par convection vers l'arrière du capteur noté :

$$Q_{p,iso} = KS_{isol} (T_{mye} - T_{amb}) \quad (2.8)$$

$$K = \frac{1}{\frac{e_{aci}}{\lambda_{aci}} + \frac{1}{h_{eau}} + \frac{e_{iso}}{\lambda_{iso}} + \frac{1}{h_{ex}}} \quad (2.9)$$

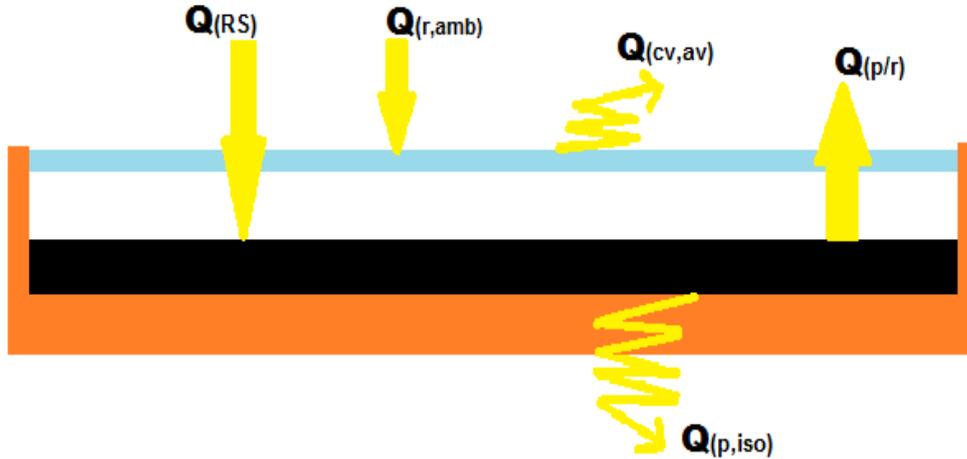


Figure 2.5 : Puissances échangées par le capteur solaire thermique avec le milieu extérieur.

Le bilan thermique global à l'équilibre thermique s'écrit :

$$Q_u = Q_{Recus} - Q_{Perdus} \quad (2.10)$$

$$\dot{m}C_p (T_s - T_e) = Q_{RS} + Q_{r,amb} - Q_{p,r} - Q_{cv,av} - Q_{p,iso} \quad (2.11)$$

Avec : $Q_{r,amb}$: Le flux thermique radiatif échangé avec le ciel.

3.3 Les Hypothèses

On considère les hypothèses suivantes pour simplifier le modèle :

- 1- Les propriétés physiques des constituants et de l'eau sont constantes.
- 2- Les bilans sont faits en régime stationnaire.
- 3- L'éclairement solaire est uniforme.
- 4- Le ciel est considéré comme un corps noir à la température T_{ciel} tel que [27] :

$$T_{ciel} = 0.037536 \times T_{amb}^{1.5} + 0.32 \times T_{amb}$$

- 5- La température de chaque élément du capteur est constante.
- 6- La température de l'air environnant est constante.
- 7- L'écoulement de chaleur est unidimensionnel.

3.4 Les équations du bilan thermique

3.4.1 Le bilan thermique global du capteur

Le premier bilan que l'on fait est le bilan global du capteur, il consiste à écrire que la variation de l'énergie interne du fluide caloporteur est la résultante de la somme algébrique des flux gagnés et des flux perdus, ce que l'on traduit par l'équation (2.12)

La figure 2.6 représente les transferts thermiques à travers les éléments de capteur.

$$Q_u = \alpha_{ab} \tau_v Q_{RS} + Q_{r,amb} - Q_{\frac{p}{r}} - Q_{cv,av} - Q_{p,iso} \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}C_p(T_s - T_e) = & \alpha_{ab} \tau_v S_p E + \alpha_{ab} S_p \tau_{v,IR} \sigma (T_{ciel}^4 - T_v^4) - S_p \sigma \frac{(T_{ab}^4 - T_v^4)}{\frac{1 - \epsilon_{ab}}{\epsilon_{ab}} + \frac{1}{f_{12}} + \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v}} \\ & - h_{ex} S_v (T_v - T_{amb}) - K S_{isol} (T_{mye} - T_{amb}) \end{aligned} \quad (2.13)$$

Il apparait dans l'équation du bilan global deux inconnues qui sont le débit du fluide caloporteur et la température de sortie de ce fluide, il est donc nécessaire de chercher une équation supplémentaire pour définir ces deux quantités. Procédons au bilan de la vitre.

Remarque: Dans les échanges radiatifs S_{ab} est considérée comme étant une surface plane S_p .

3.4.2 Bilan thermique à l'équilibre thermique au niveau du vitrage

La vitre considérée d'épaisseur nulle possède une seule température (dans notre étude). Elle est en équilibre sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire en petite quantité, sous

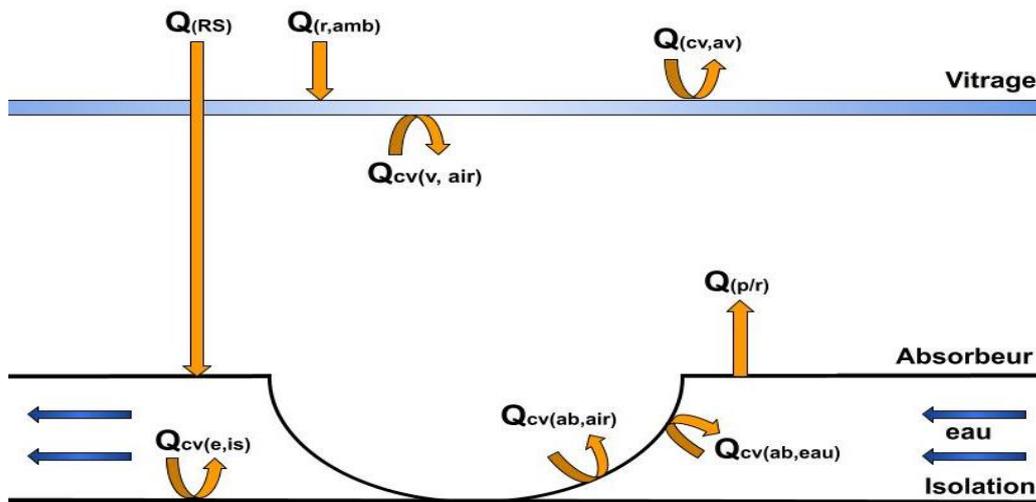


Figure 2.6 : Mécanisme des échanges thermiques dans le capteur à bosses.

l'action de la convection et du rayonnement provenant de l'absorbeur par la face inférieure et sous l'action du rayonnement et de la convection par la face supérieure, ce que l'on traduit par :

$$Q_{cv,av} = \alpha_v Q_{RS} + \frac{Q_p}{f} + Q_{cv(v,air)} \quad (2.14)$$

$$h_{ex}(T_v - T_{amb}) = \alpha_v E + \sigma \frac{(T_{ab}^4 - T_v^4)}{\frac{1 - \epsilon_{ab}}{\epsilon_{ab}} + \frac{1}{f_{12}} + \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v}} + h_{ab/v}(T_{ab/v} - T_v) \quad (2.15)$$

$$h_{ex}(T_v - T_{amb}) = \alpha_v E + \sigma \frac{(T_{ab}^2 + T_v^2)(T_{ab} + T_v)}{\frac{1 - \epsilon_{ab}}{\epsilon_{ab}} + \frac{1}{f_{12}} + \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v}} (T_{ab} - T_v) + h_{ab/v}(T_{ab/v} - T_v) \quad (2.16)$$

$$h_{ex}(T_v - T_{amb}) = \alpha_v E + h_{r(ab,v)}(T_{ab} - T_v) + \frac{h_{ab/v}}{2}(T_{ab} - T_v) \quad (2.17)$$

Où :

$Q_{cv(v,air)}$: Le flux convectif entre la lame d'air intérieure et la vitre.

α_v : Le coefficient d'absorption du flux total reçu par la vitre.

h_{ex} : Le coefficient d'échange par convection entre l'ambient et la vitre [28].

$$h_{ex} = 5.67 + 3.86 V_{vent} \quad (2.18)$$

V_{vent} : La vitesse du vent.

T_{ab} : La température de l'absorbeur.

T_{amb} : La température de l'ambient.

T_v : La température de la vitre.

E : l'éclairement globale incident sur le capteur, dans les conditions STD $E=1000 \text{ W/m}^2$.

σ : La constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

$h_{r(ab,v)}$: Coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur :

$$h_{r(ab,v)} = \frac{\sigma(T_{ab}^2 + T_v^2)(T_{ab} + T_v)}{\left(\frac{1 - \epsilon_{ab}}{\epsilon_{ab}} + \frac{1}{f_{12}} + \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v}\right)} \quad (2.19)$$

f_{12} : Facteur de forme.

$h_{ab/v}$: Le coefficient d'échange par convection entre la vitre et la lame d'air interne, donner par [29] :

$$h_{ab/v} = \frac{Nu \lambda_{air}}{b} \quad (2.20)$$

Nu : le nombre de Nusselt.

λ_{air} : La conductivité thermique de l'air.

b : La distance entre l'absorbeur et la vitre.

$T_{ab/v}$: La température de la lame d'air à l'intérieur.

$$T_{ab/v} = \frac{T_v + T_{ab}}{2} \quad (2.21)$$

L'équation du bilan de la vitre fait apparaître une nouvelle inconnue qui est la température de la vitre, ce qui nous donne trois inconnues pour deux équations, une nouvelle équation devient nécessaire pour calculer ces trois inconnues. Procédons au bilan de l'absorbeur.

3.4.3 Le bilan thermique à l'équilibre au niveau de l'absorbeur

L'absorbeur est en équilibre thermique sous l'action d'un flux échangé par convection entre le fluide caloporteur et l'eau sur la partie inférieure et sous l'action de la convection-rayonnement avec la vitre sur la partie supérieure en plus du flux solaire absorbé sur la même face supérieure, ce que nous traduisons par (2.22)

$$\alpha_{ab}\tau_v Q_{RS} = Q_{\frac{p}{r}} + Q_{cv(ab,air)} + Q_{fl} \quad (2.22)$$

$$S_p \alpha_{ab} \tau_v E = S_p \sigma \frac{(T_{ab}^4 - T_v^4)}{\frac{1 - \epsilon_{ab}}{\epsilon_{ab}} + \frac{1}{f_{12}} + \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v}} + S_{ab} h_{ab/v} (T_{ab} - T_{ab/v}) + S_{ab} h_{eau} (T_{ab} - T_{mye}) \quad (2.23)$$

$$S_p \alpha_{ab} \tau_v E = S_p h_{r(ab,v)} (T_{ab} - T_v) + S_{ab} h_{ab/v} (T_{ab} - T_{ab/v}) + S_{ab} h_{eau} (T_{ab} - T_{mye}) \quad (2.24)$$

Où :

$Q_{cv(ab,air)}$: Le flux convectif entre l'absorbeur et la lame d'air intérieure (air confiné).

Q_{fl} : Le flux convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

S_{ab} : Surface de l'absorbeur bosselé.

S_p : Surface du plan.

α_{ab} : Le coefficient d'absorption de l'absorbeur.

τ_v : Le coefficient de transmission de la vitre.

h_{eau} : Le coefficient d'échange par convection de l'eau.

T_{mye} : La température moyenne de fluide caloporteur (eau) :

$$T_{mye} = \frac{T_s + T_e}{2} \quad (2.25)$$

T_s : La température de fluide à la sortie du capteur

T_e : La température du fluide à l'entrée du capteur

En linéarisant les équations de bilan, le système devient :

$$h_{ex}(T_v - T_{amb}) = \alpha_v E + h_{lin}(T_{ab} - T_v) \quad (2.26)$$

$$S_p \alpha_{ab} \tau_v E = h_{lin} S_p (T_{ab} - T_v) + S_{ab} h_{eau} \left(T_{ab} - \frac{T_s + T_e}{2} \right) \quad (2.27)$$

$$\dot{m} C_p (T_s - T_e) = \alpha_{ab} \tau_v S_v E - K S_{isol} (T_{amb} - T_{mye}) \quad (2.28)$$

Avec :

$$h_{lin} = \frac{h_{(ab/v)}}{2} + h_{r_{(ab,v)}} \quad (2.29)$$

Nous obtenons finalement un système de trois équations à trois inconnues qu'il faut résoudre (h_{eau} , K et $h_{ab/v}$ connues).

3.5 Evaluation du coefficient de convection-rayonnement

Pour simplifier la résolution du système ainsi établi, nous proposons de linéariser les tous les termes d'échange radiatifs à la manière des termes convectifs pour obtenir un seul terme résumant la convection entre la vitre et l'absorbeur et la vitre et l'ambiance.

Pour pouvoir l'évaluer on doit d'abord évaluer le coefficient d'échange par convection et le coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur, ensuite choisir la valeur adapter de celui-ci pour l'étude.

3.5.1 Coefficient d'échange par convection

Entre l'absorbeur, la couche d'air confiné transporte la chaleur par convection entre l'absorbeur et la vitre par convection naturelle. On utilisera donc des corrélations dédiées aux transfert convectif naturel dans des couches rectangulaires. On essaiera plusieurs pour estimer du mieux possible ce coefficient.

Les propriétés physiques de l'air à $T_{amb} = 30^\circ\text{C}$ utilisés dans le calcul sont :

$$\rho = 1.127 \text{ kg/m}^3, \nu = 15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \lambda = 0.0234 \text{ W/m.K}, C_p = 2379 \text{ J/kg.K},$$

$$\beta = 0.003660, Pr = 0.73, \delta, h = 0.01\text{m},$$

1. Calcul du coefficient d'échange par convection par la corrélation d'Aranovich [29] pour $19 < Al < 70$ et $h = 0.02\text{m}$:

$$N_{u1} = 1 + 1.89 \times 10^{-4} G_{r1} \times Al^{-\frac{3}{4}} \quad (2.30)$$

$$\text{Pour } G_{r1} < 1.32 \times 10^3$$

$$N_{u1} = 0.114 \times G_{r1}^{\frac{1}{3}} \times Al^{\frac{-1}{4}} \quad (2.31)$$

Pour $G_{r1} > 1.32 \times 10^3$

$$G_{r1} = \frac{\rho^2 \times g \times \beta \times \delta\theta \times h^3}{\mu^2} = \frac{10 \times 0.0037 \times 5 \times 0.02^3}{(15 \times 10^{-6})^2} = 6577.8 \quad \text{et} \quad Al = \frac{l}{h} = \frac{1}{0.02} = 50$$

$$N_{u1} = 0.114 \times G_{r1}^{\frac{1}{3}} \times Al^{\frac{-1}{4}} = 0.114 \times (6577.8)^{\frac{1}{3}} \times (50)^{\frac{-1}{4}} = 0.803$$

$$h_{ab/v} = \frac{0.803 \times 0.025}{0.01} = 1.004 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

✓ Pour $h = 0.01\text{m}$ on obtient : $G_{r1} = 822.22$,

$Al = 100 \Rightarrow Al > 70 \Rightarrow$ la corrélation n'est pas valable pour $h = 0.01\text{m}$.

2. Calcul du nombre de Nusselt à partir de la corrélation de Hollands [29] suivante :

$$N_{u1} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{R_{a1} \cos \alpha} \right] \left[1 - \frac{1708 \times \sin(1.8\alpha)^{1.6}}{R_{a1} \cos \alpha} \right] \times 50^{-1/4} + \left[\left(\frac{R_{a1} \cos \alpha}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (2.32)$$

Valable pour : $Al \geq 12$ et $0^\circ < \alpha \leq 70^\circ$

✓ Pour : $h = 0.02\text{m}$, $\alpha = \frac{\pi}{4}$:

$$Al = \frac{l}{h} = \frac{1}{0.02} = 50$$

$$R_{a1} = G_r \times P_r = 6577.8 \times 0.73 = 4801.8$$

$$N_{u1} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{4801.8 \cos \frac{\pi}{4}} \right] \left[1 - \frac{1708 \times \sin(1.8\alpha)^{1.6}}{4801.8 \cos \frac{\pi}{4}} \right] \times 50^{-1/4} + \left[\left(\frac{4801.8 \cos \frac{\pi}{4}}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] = 0.998$$

$$h_{ab/v} = \frac{0.998 \times 0.025}{0.02} = 1.25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

✓ Pour $h = 0.01\text{m}$ on obtient : $G_r = 822.22$, $R_{a1} = 600.22$, $N_{u1} = 2.97$ et $h_{ab/v} = 7.45 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Tel que : R_{a1} Le nombre de Rayleigh G_r : Le nombre de Grashoff.

P_r : Le nombre de Prandtl. Al : Caractéristique de la géométrie.

α : L'angle d'inclinaison. ρ : La masse de l'air. g : Accélération de la pesanteur.

β : Le coefficient d'expansion volumique de l'air. λ : La conductivité thermique de l'air.

$\delta\theta$: Le gradient de température entre l'air et l'absorbeur. μ : La viscosité dynamique de l'air.

C_p : La chaleur massique à pression constante de l'air. h : Epaisseur de l'air confiné.

3.5.2 Coefficient d'échange par rayonnement

La linéarisation de transfert radiatif entre absorbeur et vitre nous donne l'expression (2.33).

$$h_r = \sigma \frac{(T_{ab}^2 + T_v^2)(T_{ab} + T_v)}{\frac{1 - \epsilon_{ab}}{\epsilon_{ab}} + \frac{1}{f_{12}} + \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v}} \quad (2.33)$$

Avec : f_{12} : Facteur de forme entre l'absorbeur et la vitre.

Le facteur de forme pour cette géométrie est donné par la formule (2.34), H est l'épaisseur de la couche d'air confiné sur la largeur des plaques en parallèles [26] :

$$f_{12} = f_{21} = \sqrt{1 + H^2} - H \quad (2.34)$$

pour : $H = \frac{h}{w}$, avec : h : l'épaisseur de l'air confiné. w : largeur de plaques parallèles

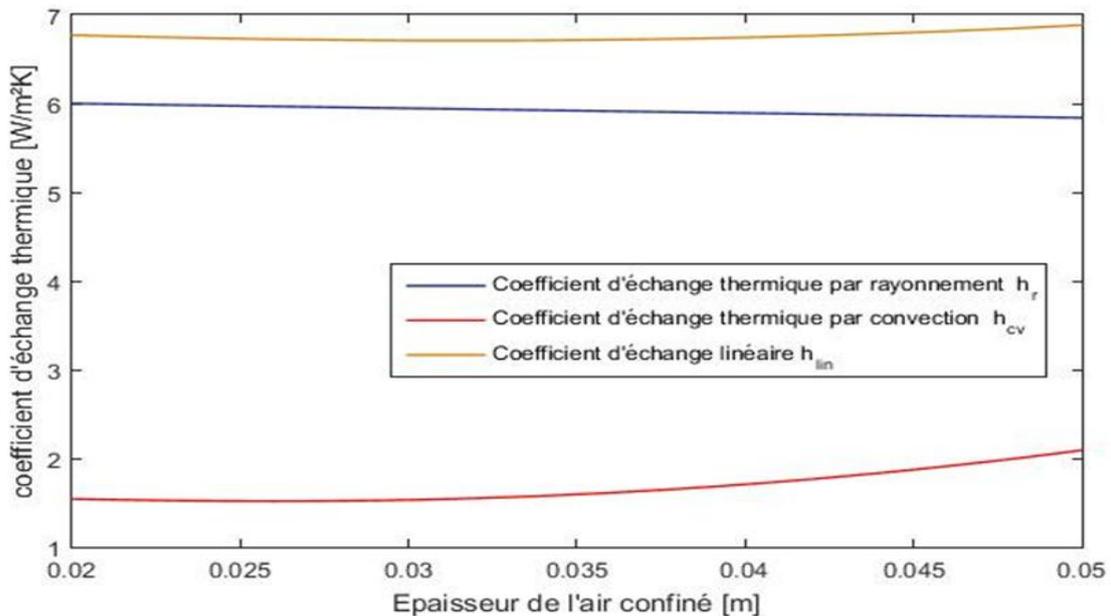


Figure 2.7 : Variation de coefficients d'échange thermique en fonction de l'épaisseur de l'air confiné.

Commentaire

La figure 2.7 représente la variation du coefficient d'échange thermique par rayonnement h_r , par convection h_{cv} et la somme des deux ou coefficient linéaire h_{lin} . Le coefficient d'échange par rayonnement en bleu plus important que le coefficient par convection en rouge a tous les deux une évolution quasi linéaire avec une faible croissance pour le coefficient de convection pour les épaisseurs importantes et une faible décroissance pour le

coefficient linéarisé de rayonnement pour les épaisseurs importantes, la somme se traduit par une valeur quasi constante quelle que soit l'épaisseur aux environs de 6 à 7 W/m²°C.

3.6 Les pertes thermiques

La différence de température entre les composants du capteur et le milieu ambiant fait naître des déperditions thermiques importantes et une forte diminution du rendement. Ces pertes existent sous trois formes :

- Les pertes vers l'avant de capteur : Ce sont les pertes par convection et rayonnement entre la face externe de la vitre vers l'ambiance. Ce sont de loin les pertes les plus importantes. La face externe de la vitre subit directement l'action du vent. Le rayonnement perdu par émission de la vitre est très peu compensé par le rayonnement du ciel. S'ajoute à cela les pertes par réflexion de la vitre dans les moments d'incidence importante du soleil, comme le matin ou le soir.
- Les pertes vers l'arrière : Ce sont les pertes par convection entre l'enveloppe arrière et l'air ambiant. Bien que l'arrière du capteur soit isolé, une quantité de chaleur non négligeable est généralement comptabilisée en défaveur du capteur sur cette partie.
- Les pertes latérales : De même que les pertes vers l'arrière, les pertes sur les côtés du capteur sont aussi évaluées.

Le flux de chaleur total perdus vers le milieu extérieur est écrit ainsi :

$$Q_{TP} = Q_{p,av} + Q_{p,ar} + Q_{p,lat} + Q_{p,r} \quad (2.35)$$

3.6.1 Les pertes vers l'avant

Le flux de chaleur perdus vers le milieu extérieur est donné par cette relation :

$$Q_{p,av} = Q_{cv,av} + Q_{r,v} + Q_{p,r} \quad (2.36)$$

$$Q_{p,av} = h_{ex} S_p (T_v - T_{amb}) + \varepsilon_v \sigma S_p (T_v^4 - T_{amb}^4) \quad (2.37)$$

$$= S_p (h_{ex} + h_{r,av}) (T_v - T_{amb}) \quad (2.38)$$

Avec :

$$h_{r,av} = \frac{\tau_{v,IR} \sigma (T_v^2 + T_{amb}^2) (T_v + T_{amb})}{\frac{1 - \varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} + 1 + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v}} \quad (2.39)$$

$$h_{ex} = h_{cv(v,amb)} = 5.67 + 3.86 V_{vent} \quad (2.40)$$

Chapitre 2 : Modélisation mathématique du capteur solaire à bosses

On peut déduire la résistance équivalente R_{av} liée aux échanges de chaleur vers l'avant du capteur :

$$R_{av} = \frac{1}{h_{r,av} + h_{ex}} \quad (2.41)$$

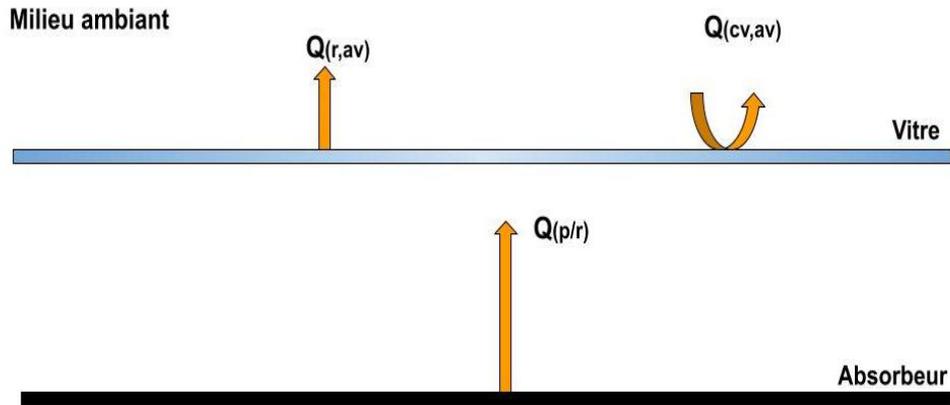


Figure 2.8 : Pertes thermiques du capteur vers l'avant.

Pour une température allant de 20°C à 100°C l'absorbeur émet un rayonnement dont la longueur d'onde est comprise entre $7\mu\text{m}$ et $10\mu\text{m}$, une marge correspondante au rayonnement IR lointain dont la transmission est nulle comme le montre la figure ci-dessus. La vitre est totalement opaque à ce dernier $\tau_{IR} = 0$ par conséquent, le flux radiatif Q_p est emprisonné à l'intérieur (ne passe pas à travers la vitre) [30].

Pour : $\tau_{v,IR} = 0$ on trouve : $h_{r,av} = 0$ et par conséquent : $Q_p = 0 \text{ W}$

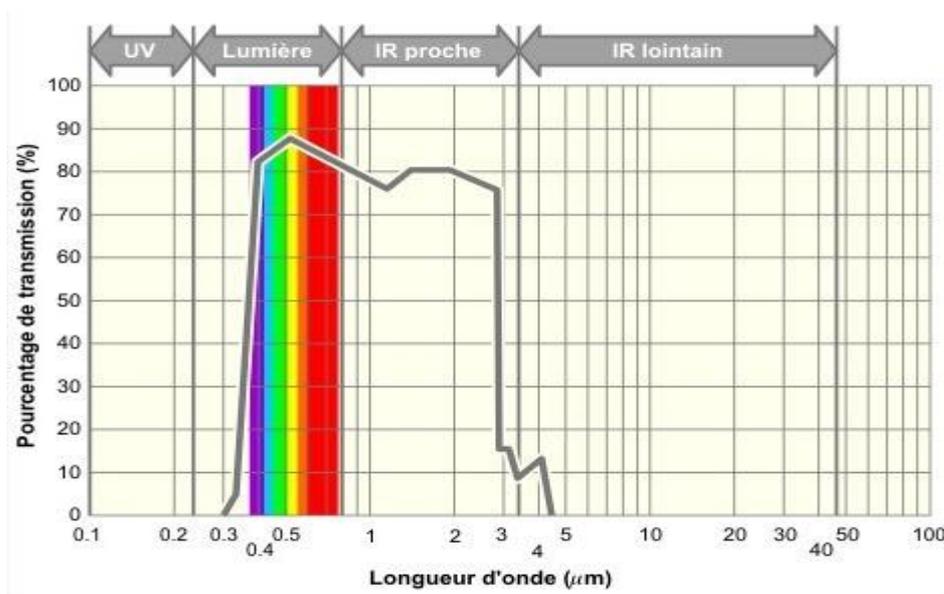


Figure 2.9 : Spectre de la transmission de la vitre en fonction de la longueur d'onde [30].

3.6.2 Les pertes vers l'arrière

Les pertes vers l'arrière sont des pertes par convection et le rayonnement émit par l'isolant :



Figure 2.10 : Pertes thermiques du capteur vers l'arrière

$$Q_{p,ar} = Q_{cv,ar} + Q_{r,is} = h_{ex}S(T_{iso} - T_{amb}) + \epsilon_{iso}\sigma S(T_{iso}^4 - T_{amb}^4)S(h_{ex} + h_{r,ar})(T_{iso} - T_{amb}) \quad (2.42)$$

Avec :

$$h_{r,ar} = \epsilon_{iso}\sigma(T_{iso}^2 + T_{amb}^2)(T_{iso} + T_{amb}) \quad (2.43)$$

La résistance équivalente R_{ar} des pertes thermiques dans l'arrière du capteur est comme suit :

$$R_{ar} = \frac{1}{h_{r,ar} + h_{ex}} \quad (2.44)$$

La figure en dessous représente l'analogie électrique des pertes thermiques dans le capteur :

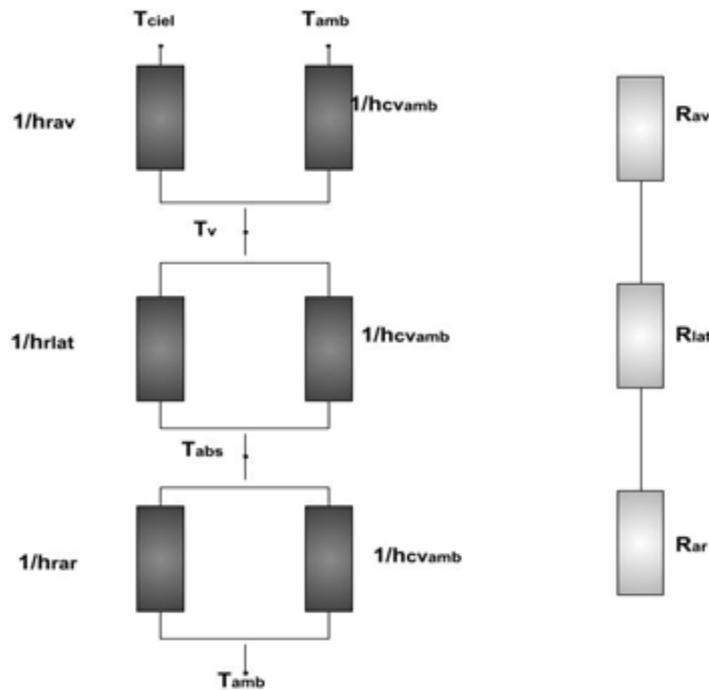


Figure 2.11 : L'analogie électrique des pertes thermiques dans le capteur.

Le coefficient de pertes global U_g est obtenue par la relation suivante :

$$U_g = \frac{1}{R_{av} + R_{ar}} \quad (2.45)$$

La densité de flux de chaleur perdu en fonction de coefficient U_g peut être écrit comme suit :

$$\varphi_p = U_g(T_{ab} - T_{amb}) \quad (2.46)$$

De cette équation, on peut déduire le flux utile absorbé par le fluide caloporteur

$$\varphi_u = \varphi_R - \varphi_p \quad (2.47)$$

4 Effet des bosses sur les transferts thermiques

4.1 Partie avant du capteur

Quelle que soient les formes imprimées sur l'absorbeur, le maximum d'énergie absorbée ne dépassera pas le flux solaire transmis à travers la vitre et incident sur le plan. La question qui se pose est quelle est l'influence des hémisphères sur l'absorptivité de l'absorbeur ? Nous espérons que la présence des bosses améliorera cette absorptivité et réduira par conséquent les déperditions réflexion-diffusion.

4.1.1 Réflexion spéculaire au niveau d'une plaque absorbante plane [31]

L'absorbeur est le plus souvent recouvert d'une peinture mate et absorbante, la réflexion est par conséquent diffuse. En cas de faible réflexion spéculaire nous expliquons dans ce qui suit géométriquement comment se comporte le flux réfléchi, voir figure 2.12

Le rayonnement reçu (incident) θ_i de l'extérieur d'un angle dit d'incidence β_i est absorbé partiellement, le reste est réfléchi en dehors de la surface de la plaque en tant que θ_r . La direction du rayonnement réfléchi forme un angle β_r équivalent à l'angle d'incidence avec la normale au point de réflexion sur la surface de la plaque.

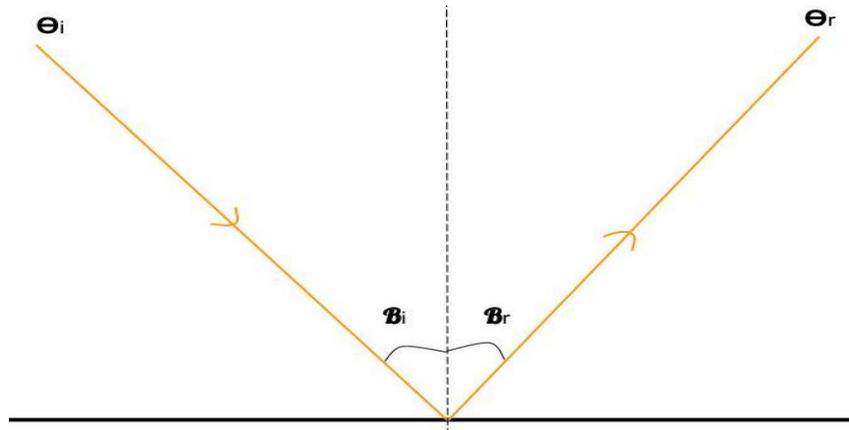


Figure 2.12 : Rayonnement thermique à la surface d'une plaque absorbante de forme plane.

Le rayonnement réfléchi, dans ce cas, ne peut retomber sur la surface de la plaque le renvoyant et ce, en raison, de sa forme plane. Les rayonnements réfléchis par l'absorbeur constituent les déperditions de capteur vers l'avant.

4.1.2 Réflexion spéculaire au niveau d'une plaque absorbante à bosses [31]

Dans le capteur à bosses, une partie du rayonnement incident reçu par l'absorbeur notée (Pa_1) est absorbé par l'absorbeur, l'autre partie notée (Pd_1) de celui-ci est réfléchi d'un angle θ_{r1} , tels que :

$$\theta_{i1} = \theta_{r1} \quad (2.48)$$

Et : θ_{i1} est l'angle d'incidence des rayons sur l'absorbeur.

θ_{r1} Est l'angle de réflexion des rayons par l'absorbeur

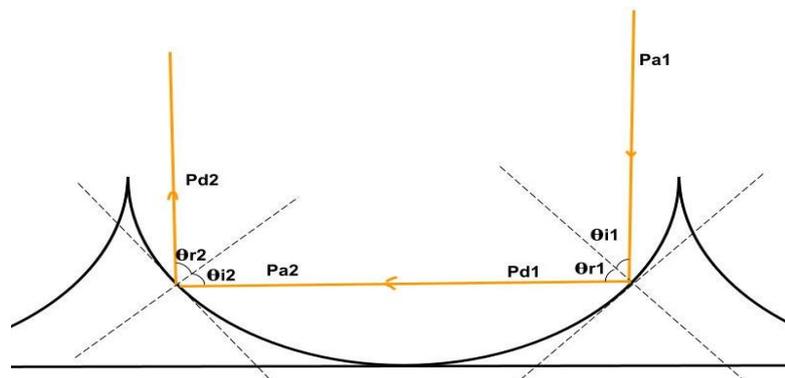


Figure 2.13 : La réflexion spéculaire au niveau de la bosse.

Comme le montre la figure ci-dessus le rayonnement réfléchi (Pd_1) par un élément de surface au niveau d'une bosse, ne se perd pas directement vers l'extérieur (passant d'abord par la vitre), or, il retombe sur un autre élément de surface de celle-ci, elle le reçoit donc elle-même.

En exploitant la première réflexion (Pd1) une deuxième (Pd2) naît de la même façon que la première et est renvoyée vers l'extérieur.

Les bosses ont le rôle de réduire les déperditions et ce, en empêchant une partie du rayonnement de quitter l'hémisphère. L'hémisphère joue le rôle d'une structure anti rayonnante.

Le phénomène se produisant dans une bosse est le même que celui ayant lieu dans une surface plane, sauf que dans le premier cas, faut prendre en compte les rayons réfléchis retombés sur la bosse, le problème du calcul des échanges thermiques se réduit ainsi au calcul des facteurs de forme de la surface de la bosse et celui de surface plane dans le cas d'un absorbeur plan.

4.1.3 Absorptivité apparente

Le flux thermique échangé entre les deux surfaces S_b de la bosse et S_p du plan fictif (P) formant une enceinte fermée, est donné par la formule (2.49) [26] :

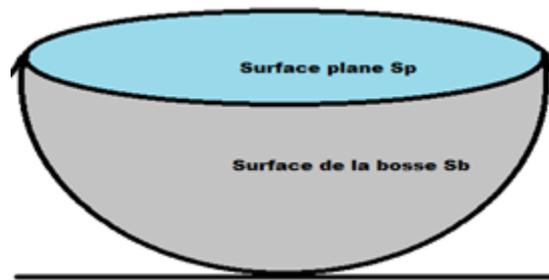


Figure 2.14 : La bosse et le plan fictif P.

$$\varphi_b = \frac{\sigma T_b^4}{\frac{1 - \varepsilon_b}{\varepsilon_b S_b} + \frac{1}{S_b f_{bp}}} \quad (2.49)$$

À partir de la relation de réciprocité, la valeur de facteur de forme de la bosse est déterminée comme suit :

$$S_b f_{bp} = S_p f_{pb} \quad (2.50)$$

$$f_{bp} = \frac{S_p f_{pb}}{S_b} = \frac{\pi R^2 \times 1}{2\pi R^2} = \frac{1}{2} = 0.5$$

Le flux perdu par la surface plane considérée comme étant parfaitement noire est :

$$\varphi_p = S_p \sigma T_p^4 \quad (2.51)$$

En considérant une émissivité $\varepsilon = 0.95$, l'émissivité apparente [26] est alors :

$$\varepsilon_{app} = \frac{\varphi_b}{\varphi_p} = \frac{1}{\left(\frac{1-\varepsilon_1}{2\varepsilon_1} + \frac{1}{2f_{bp}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1-0.95}{2 \times 0.95} + \frac{1}{2 \times 0.5}\right)} = 0,9743$$

On remarque une amélioration de l'absorption de la surface bosselé de 2,5% par rapport à une surface plane.

L'émissivité de l'absorbeur bosselé n'est en fait que la résultante de l'émissivité de la surface de bosses S_{Tb} et celle de la surface plane restante S_{TR} entre bosses.

$$\varepsilon_{ab} = \varepsilon_{Sb} + \varepsilon_{Sp} \quad (2.52)$$

$$\varepsilon_{ab} = p \times \varepsilon_{app} + (1 - p)\varepsilon_p \quad (2.53)$$

Avec P : le pourcentage de la surface occupée par les bosses dans la surface totale de l'absorbeur :

$$p = \frac{S_{Tb}}{S_T} \quad (2.54)$$

(1-p) : le pourcentage de la surface plane séparant les bosses.

ε_{abs} : le coefficient d'absorption de l'absorbeur bosselé.

ε_{Sb} : le coefficient d'absorption de la surface de la bosse.

ε_{Sp} : le coefficient d'absorption de la surface plane restante.

ε_{app} : le coefficient d'émissivité apparente.

A partir de l'équation précédente on constate que plus le pourcentage occupé par les bosses est important au sein de l'absorbeur plus on se rapproche de l'absorptivité apparente.

Donc si la taille de bosse est grande l'amélioration de l'absorptivité de capteur est plus considérable.

4.1.4 Amélioration de l'absorptivité apparente

On considère une surface de 10% plus importante que celle de la bosse tel que :

$$S_B = S_b + 0.1 \times S_b = 1.1S_b = 1.1 \times 2\pi R^2 = 2.2\pi R^2 \quad (2.55)$$

ET :

$$f_{Bp} = \frac{S_p f_{pB}}{S_{Bp}} = \frac{\pi R^2}{2.2\pi R^2} = \frac{1}{2.2} \quad (2.56)$$

En injectant cette nouvelle surface dans l'équation, l'absorptivité apparente devient :

$$\varepsilon_{app} = \frac{\varphi_b}{\varphi_p} = \frac{1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_B}{2.2\varepsilon_B} + \frac{1}{2.2f_{Bp}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1 - 0.95}{2.2 \times 0.95} + \frac{1}{2.2 \times \frac{1}{2.2}}\right)} = 0,9766$$

L'absorptivité apparente s'améliore de 2.8%. Ce résultat confirme tout à fait qu'elle est de plus en plus considérable et donc proportionnelle à la taille de bosses.

4.1.5 Flux thermique radiatif échangé entre l'absorbeur et la vitre

Soit une surfaces grise d'un absorbeur notée (S_{ab}), en dessus de laquelle on considère une vitre plane semi transparente notée (S_v). La formule généralisée de flux thermique échangé entre les deux surfaces est donnée par la formule suivante [26] :

$$\varphi_{éch} = S_p \times \sigma \frac{(T_{ab}^4 - T_v^4)}{\frac{1 - \varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{f_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v}} \quad (2.57)$$

Tels que :

ε_{ab} le coefficient d'émission de l'absorbeur $\varepsilon_{ab} = 0.973$.

ε_v le coefficient d'émission de la vitre $\varepsilon_v = 0,93$.

σ la constante de Boltzmann qui est égale à 5.67×10^{-8} .

T_{ab}, T_v : la température de la surface de l'absorbeur et de la vitre respectivement.

Le flux thermique émis par une surface bosselée est le flux thermique émis par sa projection, qui est un plan, alors, l'échange thermique est considéré comme ayant lieu entre une plaque absorbante plane et une vitre. Cette formule est utilisée lors du calcul du flux radiatif échangé entre l'absorbeur et la vitre dans un absorbeur plan comme dans un absorbeur bosselé.

L'application numérique est effectuée, prochainement, dans les mêmes conditions telle que :

- Eclaircement : $E=1000W/m^2.K$.
- Epaisseur de l'air confiné : $h=0.033m$.
- Température de l'absorbeur : $T_{ab} = 315K$.

- Température de l'absorbeur : $T_v = 305\text{K}$.
- Le facteur de forme obtenu prenant en compte l'épaisseur de l'air confiné, calculer à partir de la formule (2.34) $f_{12} = 0.97$.

a) Pour la surface plane

Le flux thermique échangé s'écrit comme suit :

$$\varphi_{(\text{éch,p})} = 1.5 \times 5,67 \times 10^{-8} \times \frac{(T_{ab}^4 - T_v^4)}{\frac{1 - \varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{f_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v}} \quad (2.58)$$

$$\varphi_{(\text{éch,p})} = 87 \text{ [W]}$$

b) Pour la surface bosselée

$$\varphi_{(\text{éch,b})} = 1.5 \times 5,67 \times 10^{-8} \times \frac{(T_{ab}^4 - T_v^4)}{\frac{1 - \varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{f_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v}} \quad (2.59)$$

$$\varphi_{(\text{éch,b})} = 89.4 \text{ [W]}$$

c) Comparaison de résultats

On a obtenu les résultats suivants :

- Le cas de l'absorbeur plan : $\varphi_{(\text{éch,p})} = 87 \text{ W}$
- le cas de l'absorbeur bosselé : $\varphi_{(\text{éch,b})} = 89.4 \text{ W}$

D'après ces valeurs, on constate qu'il y a une différence de 2W entre les deux flux.

En calculant le flux absorbé par les deux surfaces :

- Le cas de l'absorbeur plan : $\varphi_{RS(p)} = 1182.75 \text{ W}$
- Le cas de l'absorbeur bosselé : $\varphi_{RS(b)} = 1211.38 \text{ W}$

On remarque une différence de 28.6 W entre les deux flux absorbés en faveur de l'absorbeur bosselé. En tenant en compte la perte par rayonnement de 2W de plus, l'absorbeur bosselé en gagne alors 26.6W par rapport à l'absorbeur plan.

4.2 Partie arrière du capteur

L'échange thermique bosse-fluide caloporteur est une partie importante dans l'étude après les déperditions thermiques par rayonnement vers l'avant de capteur. L'efficacité des bosses en termes d'échange convectif avec le fluide caloporteur est déterminée par la quantité de chaleur cédée à celui-ci par rapport à celle d'une surface plane équivalente au niveau de capteur plan simple.

4.2.1 Coefficient de convection de fluide-absorbeur

L'étude consiste à déterminer dans un premier temps, le coefficient de transfert thermique par convection entre la surface d'une bosse et le fluide caloporteur via les corrélations pour des géométries classiques comme la convection autour d'une sphère ou autour d'un cylindre. L'expression de coefficient s'écrit :

$$h_{bf} = \frac{N_u \cdot \lambda}{L_c} \quad (2.60)$$

Pour cela nous recherchons un maximum de corrélations de nombre de Nusselt relatives aux géométries les plus proches à celle des bosses, ensuite nous comparons par des exemples numériques les coefficients d'échange convectif obtenus entre eux en l'absence de corrélations spécifiques à ce problème.

Le tableau 2.1 propose quelques-unes de ces corrélations pour lesquelles l'écoulement est perpendiculaire à l'axe de la géométrie.

Chapitre 2 : Modélisation mathématique du capteur solaire à bosses

Tableau 2.1 :corrélations de nombre de Nusselt utilisées [29].

Géométrie	Corrélation	Conditions
Cylindre	$N_{uD} = 0.193 \times P_r^{\frac{1}{3}} \times R_e^{0.618}$	$4000 < R_e < 40000$
Faisceau de tubes alignés	$N_{uD} = 0.25 \times R_{eD}^{0.612} \times P_r^{\frac{1}{3}}$	$2.5 \times 10^3 < R_{eD} < 1.5 \times 10^4$
Dans un tube	$N_{uD} = 0.023 \times R_{eD}^{\frac{4}{5}} \times P_r^{0.4}$	$L/D \geq 10 ; R_{eD} \geq 10^4$ $0.6 \leq P_r \leq 160$
Sphère	$N_{uD} = 2 + \left(0.4 \times R_{eD}^{\frac{1}{2}} + 0.06 \times R_{eD}^{\frac{2}{3}}\right) \times P_r^{0.4}$ $\times \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{\frac{1}{4}}$	$3.5 < R_{eD} < 7.6 \times 10^4$ $0.71 < P_r < 380$ $1.0 < (\mu/\mu_p) < 3.2$

Nous avons tracé l'évolution des coefficients de convection en fonction de la vitesse pour deux hauteurs d'air confiné sur les figures 2.15 et 2.16 à partir des corrélations du tableau 2.1.

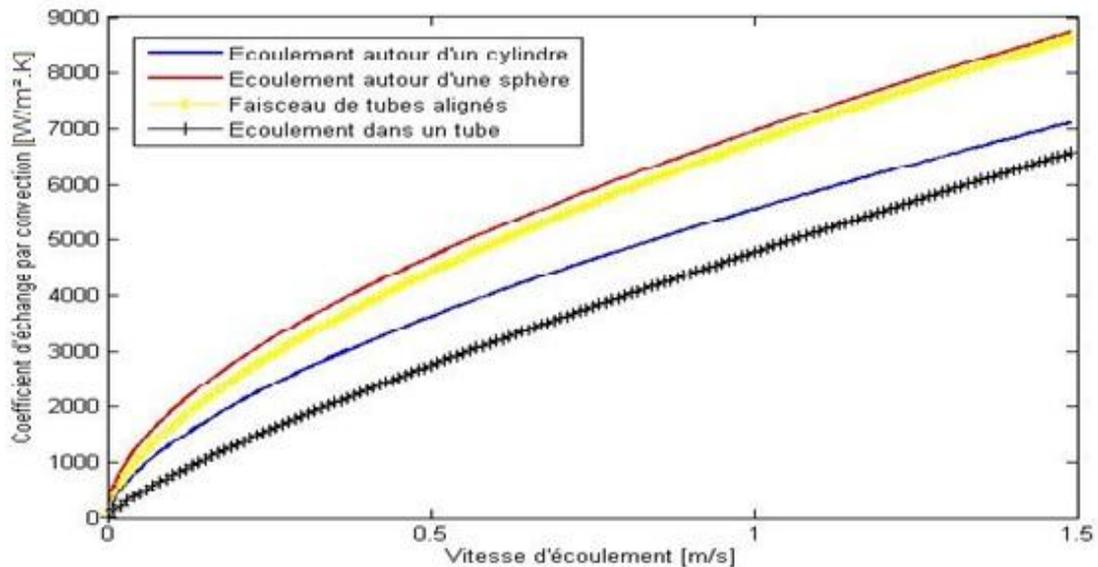


Figure 2.15 : Coefficient de transfert convectif en fonction de la vitesse d'écoulement pour H=0.02m.

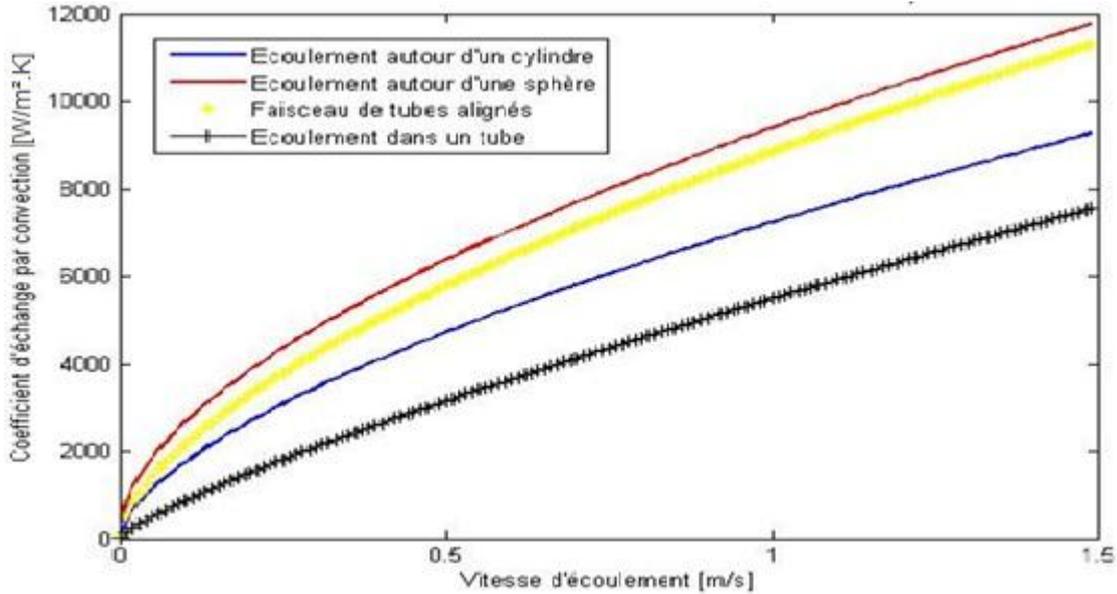


Figure 2.16 : Coefficient d'échange convectif en fonction de la vitesse d'écoulement pour $H=0.01m$.

Commentaires

Sur les deux figures on constate que la corrélation dont le coefficient pour un écoulement à l'intérieur d'un tube se détache des trois autres corrélations qui elles donnent des coefficients autour d'un cylindre et autour d'une sphère. IL est donc clair que celle de l'écoulement à l'intérieur du tube est à écarter même si toutes les évolutions se ressemblent. Pour les trois autres évolutions, on remarque que celle de l'écoulement autour de la sphère est celle qui donne le plus grand coefficient quel que soit la valeur de la vitesse et celle de la hauteur confinée. La convection autour d'un hémisphère n'est pas répertorié et ne semble donc pas avoir été étudiée. L'écoulement autour d'une sphère est intuitivement, bien différent de celui autour d'un hémisphère comme le nôtre et par conséquent les coefficients de convection découlant de ces deux configurations géométriques ne seront forcément pas les mêmes.

4.2.2 Surface d'échange

La surface de l'absorbeur constitue la surface d'échange thermique avec le fluide caloporteur, elle est l'un des éléments qui affecte le transfert thermique convectif, tels que, plus la surface est importante, plus le flux thermique échangé est grand.

L'expression de flux de chaleur échangé entre la bosse et le fluide caloporteur est décrite comme suit :

$$Q_{bf} = h_{bf}S(T_b - T_f) \quad (2.61)$$

Avec : S : la surface de la plaque absorbante.

- La surface d'une bosse s'écrit : $S_b = 2\pi R^2$
- La projection de la surface d'une bosse sur une surface plane : $S_p = \pi R^2$

En comparant les deux surfaces, il s'avère que la surface de la bosse est deux fois plus importante que la surface de sa projection sur un plan, les échanges sont alors élevés dans le cas d'un absorbeur bosselé que dans l'absorbeur plan.

a. Calcul de la surface de l'absorbeur

Les dimensions de panneau sont : $L = 1.5\text{m}$, $l = 1\text{m}$

- **Absorbeur plan**

$$S_{AP} = L \times l = 1.5 \times 1 = 1.5\text{m}^2 \quad (2.62)$$

- **Absorbeur bosselé**

$$S_{AB} = N \times S_b + S_R = N \times S_b + (S_{AP} - N \times S_p) \quad (2.63)$$

Tels que : N : Le nombre de bosses.

S_R : La surface plane restante dans l'absorbeur bosselé. S_b : Surface d'une bosse.

S_p : Surface de la projection de la bosse sur le plan (P). D_b : Diamètre de bosse.

✓ Pour un rayon de bosses $R = 0.01\text{m}$ on trouve :

$$N = \frac{L}{P} \times \frac{l}{P} = \frac{1.5}{0.02 + 0.01} \times \frac{1}{0.02 + 0.01} = 50 \times 33.33 = 1666 \text{ bosses}$$

Avec : $P = D_b + \frac{D_b}{2} = 3 \times R$

$$S_b = 2\pi R^2 = 2\pi(0.01)^2 = 6.283 \times 10^{-4}\text{m}^2$$

$$S_p = \pi R^2 = \pi(0.01)^2 = 3.142 \times 10^{-4}\text{m}^2$$

En remplaçant dans l'expression précédente on trouve :

$$S_{ab} = 1666 \times 6.283 \times 10^{-4} + (1.5 - 1666 \times 3.142 \times 10^{-4}) = 2.024\text{m}^2$$

✓ Pour un rayon de bosses $R = 0.02\text{m}$ on trouve :

$$N = 416 \text{ bosses}, S_b = 2.513 \times 10^{-3}\text{m}^2, S_p = 1.257 \times 10^{-3}\text{m}^2$$

Chapitre 2 : Modélisation mathématique du capteur solaire à bosses

Par conséquent : $S_{ab} = 2.024\text{m}^2$

Tableau 2.2 : Dimension de l'absorbeur bosselé relatives aux différentes valeurs du rayon de bosses

Rayon [m]	Nombre de bosses	Surface de la bosse[m ²]	Surface de la projection de la bosse sur plan [m ²]	Espace entre bosses [m]	Surface plane restante[m ²]	Surface de l'absorbeur[m ²]
0.02	416	2.513×10^{-3}	1.257×10^{-3}	0.01	0.976	2.024
0.03	185	5.65×10^{-3}	2.83×10^{-3}	0.015	0.976	2.024
0.04	104	0.01	5.03×10^{-3}	0.02	0.976	2.024
0.05	66	0.016	7.85×10^{-3}	0.025	0.976	2.024

b. Diamètre hydraulique

Le diamètre hydraulique se calcule à partir de la formule suivante :

$$D_h = \frac{4 \times S_m}{P_m} \quad (2.64)$$

Tel que :

- **Pour l'absorbeur plan :**

La surface mouillée est :

$$S_m = \text{largeur de l'absorbeur} \times \text{la hauteur} = l \times h \quad (2.65)$$

Le périmètre mouillée est:

$$P_m = (l + h) \times 2 \quad (2.66)$$

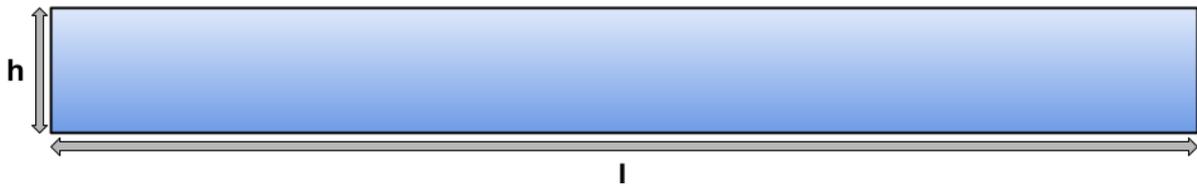


Figure 2.17 : Surface de passage de l'eau et périmètre mouillée dans un capteur plan.

- Pour l'absorbeur bosselé :

La surface mouillée est :

$$S_m = (l \times R) - \left(\frac{\pi R^2}{2} \times N_1 \right) \quad (2.67)$$

Le périmètre mouillée est:

$$P_m = l + 2R + (l - N_1 \times 2R) + (N_1 \times \pi R) \quad (2.68)$$

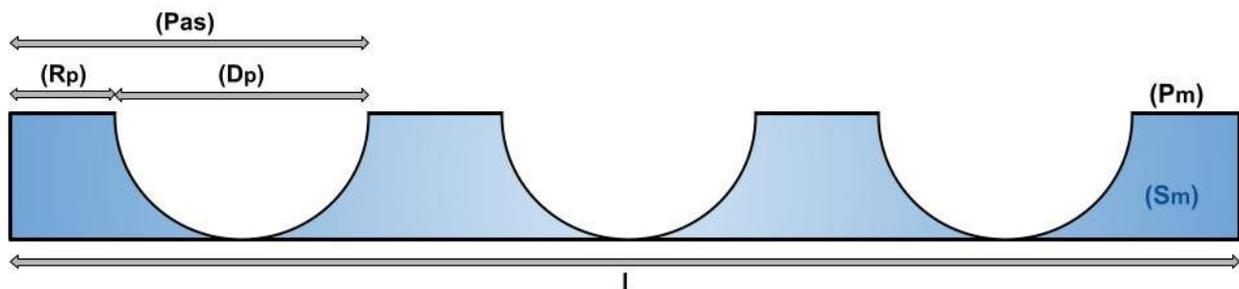


Figure 2.18 : Surface de passage de l'eau et périmètre mouillée dans un capteur bosselé.

4.2.3 Evaluation du débit massique

Toutes les combinaisons températures débits ne donnent pas après résolution du système obtenu par les bilans des résultats cohérents pour un capteur. Il faut donc choisir des

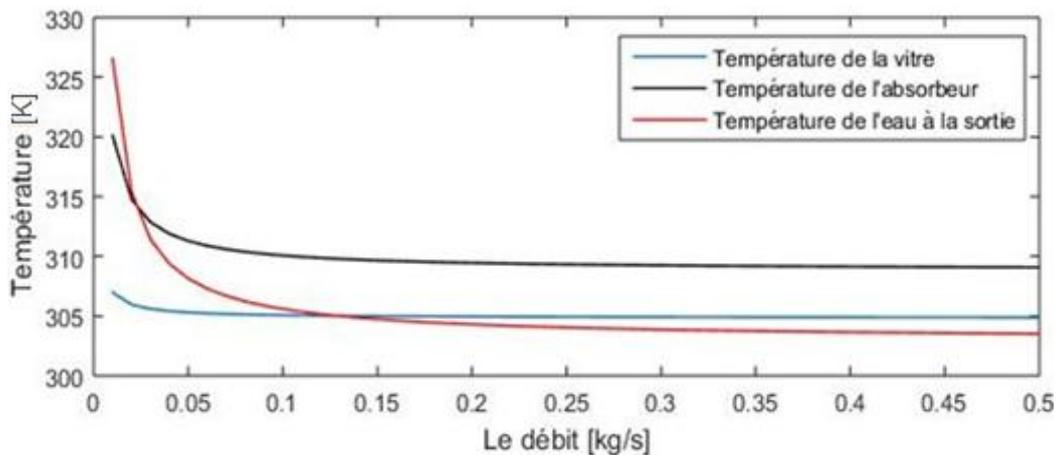


Figure 2.19 : Evolution de températures des éléments du capteur en fonction du débit

combinaisons correctes. Nous avons tracé à partir des résultats du système la figure 2.19 des trois températures principales (vitre, absorbeur et sortie de l'eau) en fonction du débit de l'eau. Nous constatons que pour les faibles débits d'eau soutirés du capteur, nous obtenons des températures importantes cependant, on constate aussi qu'elles sont incohérentes. En effet la

température de sortie de l'eau ne saurait être supérieure à celle de l'absorbeur. C'est seulement à partir d'un débit de l'ordre de 0.025kg/s que les températures deviennent cohérentes.

4.2.4 Calcul du flux thermique convectif échangé entre l'absorbeur et l'eau

Le flux thermique convectif s'écrit en général comme suit :

$$\varphi_{cv(ab,eau)} = h_{eau} \times S_{ab} \times (T_{ab} - T_{mye}) \quad (2.69)$$

Le calcul du flux convectif pour les deux capteurs est effectué dans les mêmes conditions suivantes :

- Eclairement solaire $E = 1000W/m^2$.
- Température ambiante $T_{amb} = 303K$.
- Température d'entrée de l'eau $T_{fe} = 293K$.
- Débit massique $Q = 0.027kg/s$.

On insère ces informations dans le programme écrit sous Matlab pour obtenir les températures de l'absorbeur et de l'eau à la sortie de chaque capteur.

- **Capteur plan :**

Pour simuler le comportement du capteur plan, on utilise la corrélation suivante [29] :

$$Nu = 0.324 \times Ra^{0.5} \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.70)$$

Pour le débit de 0.027Kg/s le capteur plan donne les résultats suivants :

- ✓ $h_{eau_{AP}} = 44.35W/m^2K$
- ✓ $T_{AP} = 310.87 K$
- ✓ $T_{s_{AP}} = 302.76 K \Rightarrow T_{mye} = 297.88K$

En remplaçant dans la relation de flux convectif, on trouve :

$$\varphi_{cv(ab,eau)} = 864.16 [W]$$

- **Capteur bosselé :**

Pour le débit de 0.027Kg/s le capteur bosselé donne les résultats suivants :

- ✓ $h_{eau_{AB}} = 95.04W/m^2K$
- ✓ $T_{AB} = 304.42 K$

$$\checkmark T_{SAB} = 303.20 \text{ K} \Rightarrow T_{mye} = 298.1 \text{ K}$$

En remplaçant dans la relation de flux convectif, on trouve :

$$\varphi_{cv(ab,eau)} = 1201.31 \text{ [W]}$$

- **Comparaison de résultats**

On a obtenu les résultats suivants :

- le cas d'une surface plane : $\varphi_{cv(ab,eau)} = 864.16 \text{ [W]}$
- le cas de surface de la bosse : $\varphi_{cv(ab,eau)} = 1201.31 \text{ [W]}$

En comparant les deux flux on remarque que le flux convectif est bien plus important pour le capteur bosselé que pour le capteur plan simple avec une amélioration de 340W environ. Cette différence représente le gain en convection procuré à l'aide de la forme bosselée de l'absorbeur. La forme bosselée de l'absorbeur affecte à la fois, le coefficient d'échange convectif puisque sa valeur est deux fois plus grande que celle de son équivalent dans l'absorbeur plan (comme on peut le voir dans les résultats précédents) et la surface d'échange qui est plus importante d'un tiers que la surface d'échange dans le cas de l'absorbeur plan.

4.3 Rendement du capteur bosselé

Le rendement du capteur bosselé s'écrit comme suit :

$$\eta = \frac{\varphi_u}{E \times S} \quad (2.71)$$

$$\eta = \frac{\dot{m} \times C_p \times (T_{fs} - T_{fe})}{E \times S} = \frac{0.027 \times 4180 \times (303.2 - 293)}{1000 \times 1.5} \quad (2.72)$$

$$\eta = 77\%$$

Pour le capteur plan on trouve :

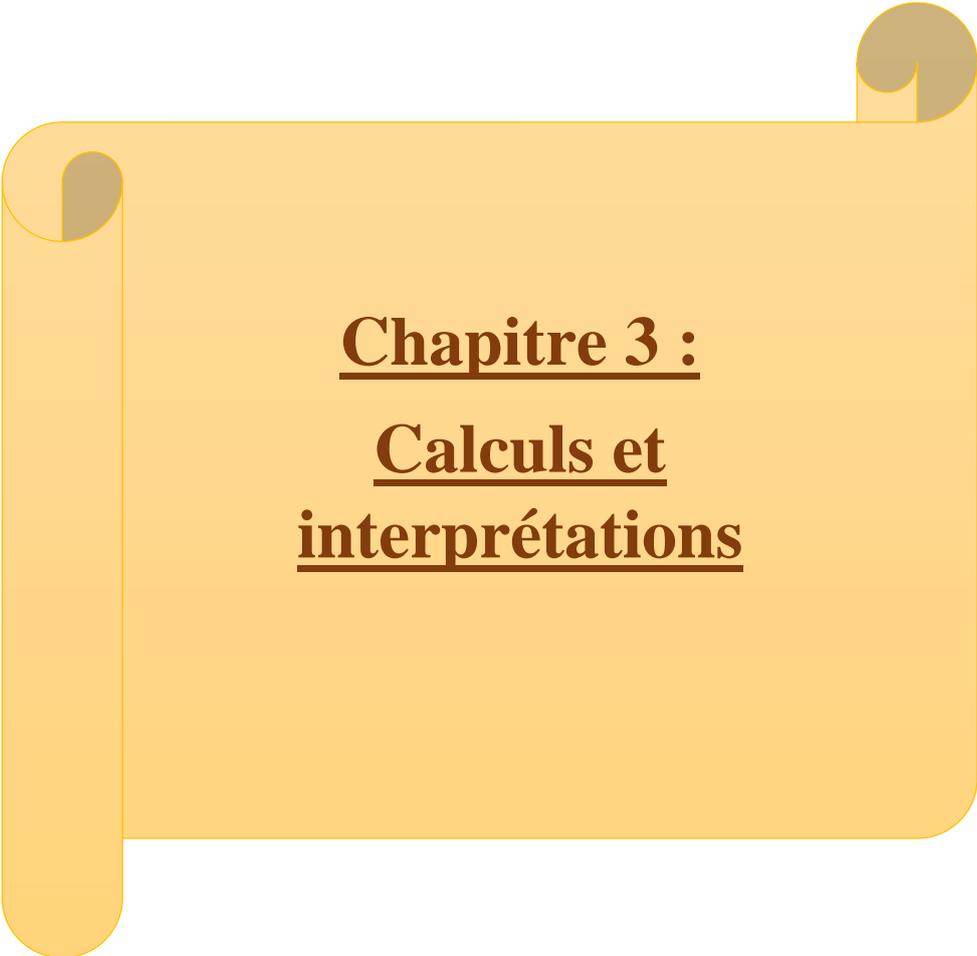
$$\eta = \frac{\dot{m} \times C_p \times (T_{fs} - T_{fe})}{E \times S} = \frac{0.027 \times 4180 \times (302.76 - 293)}{1000 \times 1.5} \quad (2.73)$$

$$\eta = 73\%$$

Le capteur bosselé est plus performant que le capteur solaire thermique plan avec 4% de différence.

5. Conclusion

Nous avons proposé un modèle mathématique relativement simple décrivant le capteur à bosses. La résolution du système d'équation représentant ce modèle montre des résultats mettant en valeur quelques avantages par rapport au cas du capteur à absorbeur plan classique. En effet deux paramètres intervenant dans les échanges thermiques et qui sont le coefficient de convection eau-absorbeur et la surface d'échange eau absorbeur. Dans les deux cas ces quantités sont supérieures au cas du capteur plan, ce qui induit à même températures des flux soutirés plus importants en faveur du capteur bosselé. En réalité pour un même éclairement solaire, la température du capteur bosselé se trouve nettement inférieure à celle du capteur plan, ce qui se traduit par des pertes avant plus faibles et l'avantage du capteur bosselé. Etant donné que les pertes interviennent dans le calcul du rendement, par conséquent le rendement du capteur s'en trouve amélioré.



Chapitre 3 :
Calculs et
interprétations

1 Introduction

Dans cette partie nous exploitons le modèle mathématique proposé pour le capteur à bosses pour essayer de tirer le maximum d'informations concernant ses performances. Nous rechercherons l'effet de la taille des bosses et de leurs dispositions sur les paramètres les plus importants. Les réponses de ce type de capteur par rapport aux sollicitations externes comme l'ensoleillement et la vitesse du vent.

2 Simulation

Pour résoudre le système d'équation du modèle, nous proposons un programme Matlab que nous décrivons par la suite.

Pour la simulation de l'écoulement dans le capteur en 3D nous utilisons le programme « Flow simulation » du logiciel SolidWorks.

2.1 Le cas étudié

Le tableau 3.1 représente les paramètres utilisé dans la simulation :

Tableau 3.1 : Paramètres d'étude.

	Désignation	Valeur	Unité
Dimension Panneaux	Longueur	1,50	[m]
	Largeur	1	[m]
	Epaisseur	(0.01-0.02)	[m]
	Nombre de bosses	(1666-416)	[-]
Vitre	Epaisseur	0.04	[m]
	Emissivité ϵ_v	0.93	
	Absorptivité	0.02	[-]
	Trasmitivité	0.83	
Absorbeur en Aluminium	Epaisseur	0.003	[m]
	Emissivité ϵ_{ab}	0.97	[-]
	Absorptivité	0.97	[-]
	Conductivité thermique	237	[W/m. K]
Isolant en laine de verre	Epaisseur	0.06	[m]
	Conductivité thermique	0.08	[W/m. K]
Conditions météorologique	Température ambiante	303	[K]
	Vitesse du vent	5	[m/s]
Fluide caloporteur (l'eau)	Masse volumique	992	[kg/m ³]
	Capacité calorifique	4182	[J/kg. K]
	Conductivité thermique	0.6	[W/m. K]
	Viscosité cinématique	0.659×10^{-6}	[m ² /s]
	Température à l'entrée	293	[K]
Air	Conductivité thermique	0.025	[W/m. K]
	Viscosité cinématique	15×10^{-6}	[m ² /s]

2.2 Étapes du calcul

Dans le but de concevoir le comportement du capteur à bosses, on étudiera l'impact des différents critères suivants sur les transferts thermiques ayant lieu dans ce dernier et sa performance (rendement) :

- La taille des bosses.
- L'éclairement solaire.
- La température de l'ambiance.
- La température de l'eau à l'entrée.
- La disposition des bosses.

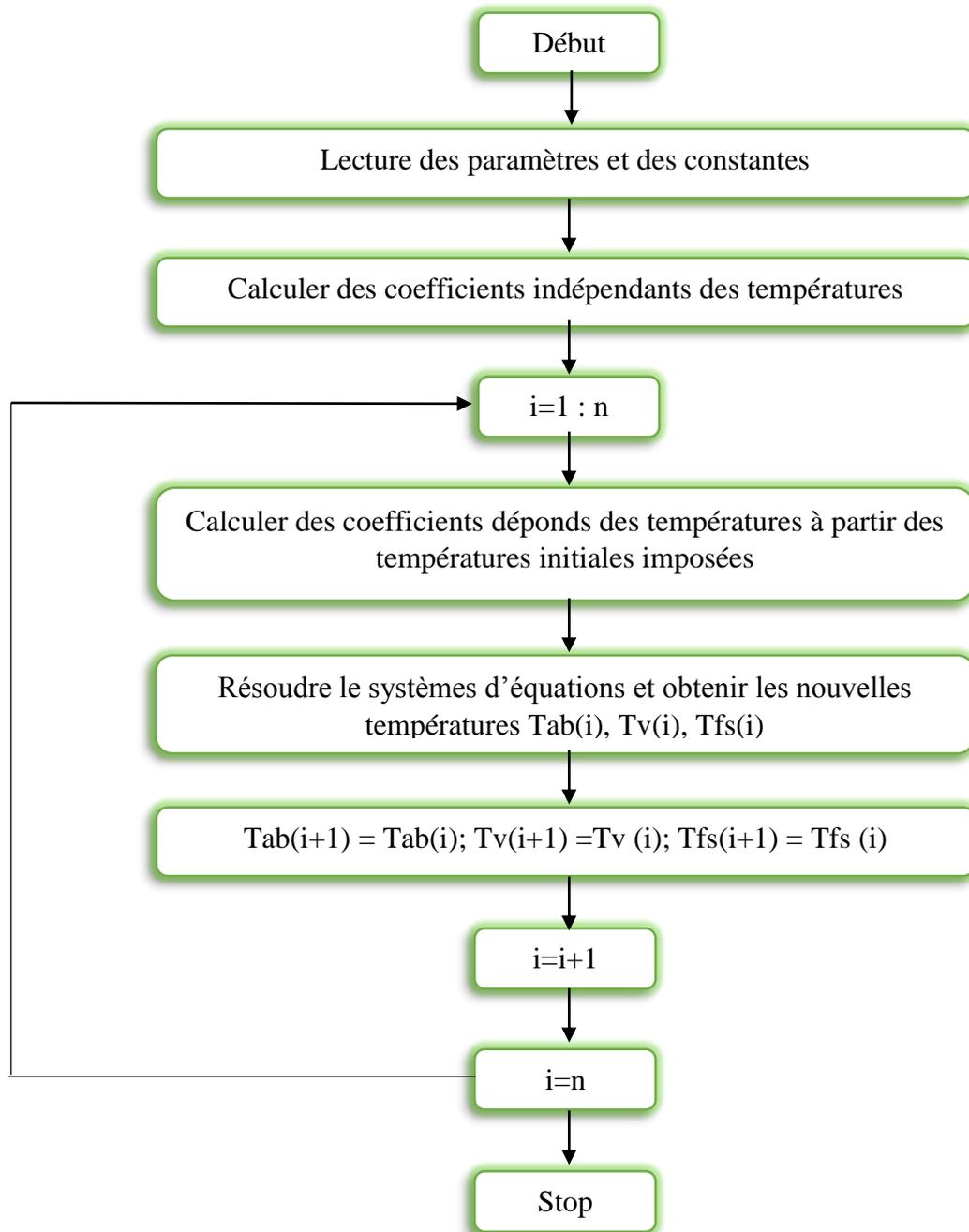
Pour chaque critère, on simule les transferts thermiques en désignant les autres critères comme étant non-variables.

Le calcul est exécuté en 3 étapes :

- 1^{er} étape : calculer les coefficients indépendants des températures : le coefficient d'échange par convection vers l'extérieure, nombre de Reynolds, Gr...
- 2^{ème} étape : choisir des valeurs initiales de températures de l'absorbeur et de la vitre, puis calculer les coefficients leurs étant dépendant.
- 3^{ème} étape : remplacer les différents coefficients dans le système d'équations, le résoudre ensuite, puis, refaire les calculs à nouveau en prenant les nouvelles températures de l'absorbeur, la vitre et l'eau à la sortie trouvée à la place des données initiale.

Les étapes de calcul précédentes seront refaite pour n itérations.

2.3 Organigramme de la simulation



3 Effet de la taille de bosses sur les transferts thermiques

Pour en déduire l'influence de la taille de bosses sur les transferts thermiques, on lance de nouvelles simulations dans lesquelles on varie leurs rayons de 0.05m jusqu'à 0.08m en maintenant les autres paramètres fixes. Le nombre de bosses prit dans le cas de chaque valeur de diamètre est le nombre maximal qui occupe la totalité de la surface de la plaque absorbante en respectant le pas entre elles. La simulation est faite dans ces conditions :

- La température d'entrée de fluide 297 K.
- Rayon de la bosse de 0.05 à 0.08 m.
- L'éclairement solaire 1000 W/m².

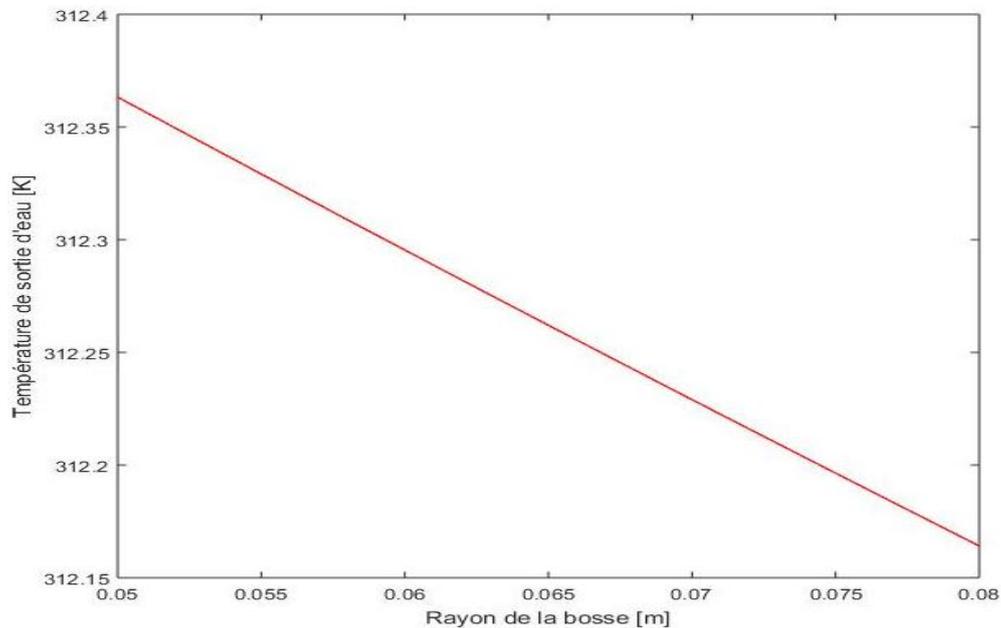


Figure 3.1 : Evolution de la température de sortie de l'eau en fonction du rayon de bosses.

3.1 Observations

La figure 3.1 montre la variation de la température de sortie de l'eau par rapport au rayon des bosses. On constate que la taille des bosses n'a que très peu d'impact sur la température de sortie. En effet, entre un rayon de 5cm jusqu'à un rayon de 8cm, la température n'a varié que de 0.2K, ce qui est très peu significatif.

La variation du diamètre des bosses a un influence certaine sur le coefficient de convection eau-absorbeur, cependant le flux transmis à travers l'absorbeur est conditionné par la plus grande résistance et il se trouve que la plus grande résistance se trouve du côté supérieur de l'absorbeur.

4 Effet de l'éclairement solaire sur les températures des composants du capteur

La figure 3.2 représente l'évolution des températures de la vitre, de l'absorbeur et la température de sortie de l'eau en fonction de l'éclairement solaire. Les conditions de cette simulation :

- L'éclairement solaire : 600 à 1200 W/m².
- Débit d'eau : 0.027 kg/s.

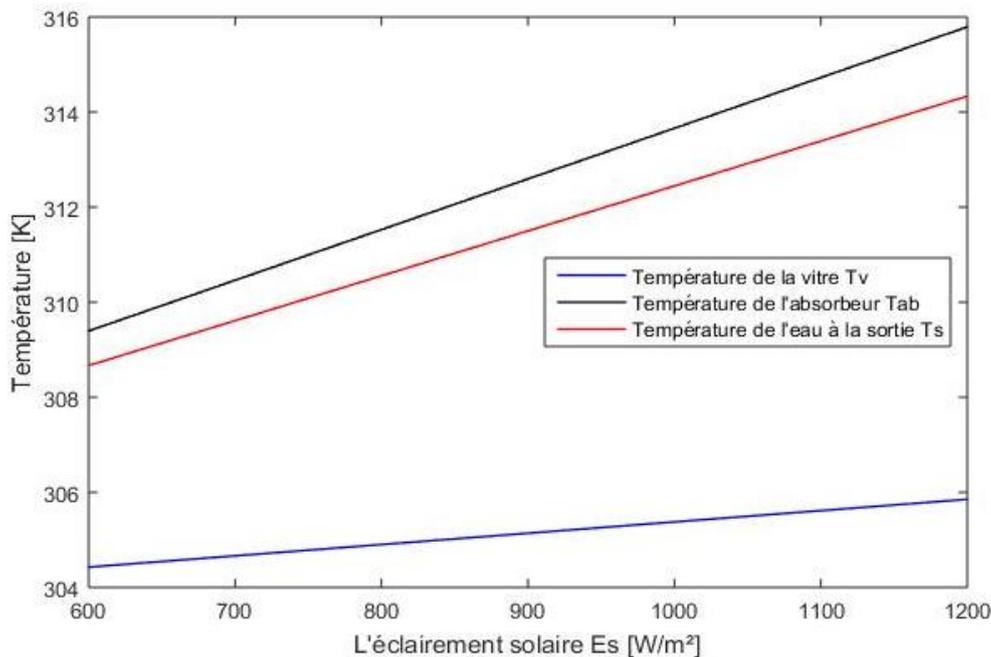


Figure 3.2 : Evolution de températures par rapport à l'éclairement solaire.

Les trois températures croissent en fonction de l'éclairement solaire ce qui est logique. Pour des valeurs allant de 600 à 1200W/m² qui représentent des flux courants en Algérie. La température de la vitre est la moins importante, vu qu'elle est refroidie par l'air ambiant et les vents. La température de l'eau chauffé reçoit le flux absorbé par l'absorbeur moins les pertes est plus importante que celle de la vitre mais légèrement plus faible que celle de l'absorbeur, ce qui est normal puisque c'est l'absorbeur qui chauffe l'eau. Elle est légèrement inférieure à la température de l'absorbeur puisque la résistance thermique eau-absorbeur est très faible et c'est ici qu'intervient l'effet des bosses en terme de coefficient de convection important.

5 Effet de la température de l'ambiance sur les températures des composants du capteur

La figure 3.3 représente la variation des températures des différents composants du capteur en fonction de la température ambiante. La température de la vitre est directement impactée par la variation de l'ambiance étant donné qu'elle est directement en contact avec l'air.

Les conditions de cette simulation sont :

- Température ambiante : 293 à 330 K.
- L'éclairement solaire : 1000 W/m².

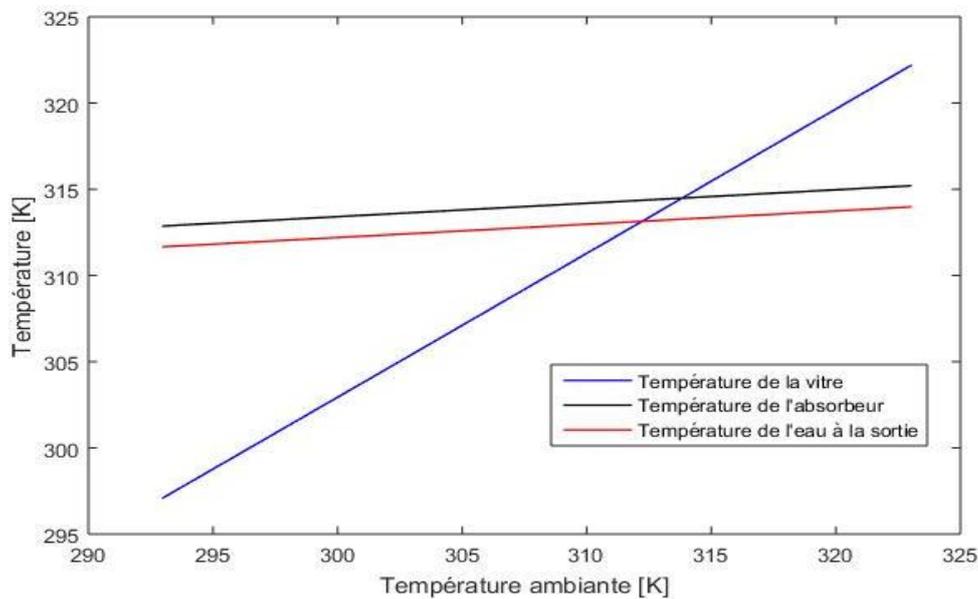


Figure 3.3 : Evolution des températures en fonction de l'ambiance.

La température de l'absorbeur et celle de l'eau sont indirectement influencées par la température extérieure et augmentent plus lentement que celle de la vitre. Il est évident de dire que l'augmentation de la température de l'air a un effet positif sur la température de l'eau chauffée. La température ambiante affect directement et fortement la température de la vitre, qui à son tour affect faiblement la température de l'absorbeur et ainsi celle de l'eau à la sortie.

6 Effet de la température d'entrée d'eau sur sa température à la sortie du capteur

La figure 3.4 représente la variation de la température de sortie de l'eau en fonction de sa température d'entrée dans le capteur. La température à la sortie du capteur est stable et croît continuellement avec la température à l'entrée. Les conditions de la simulation sont :

- Température de l'eau à l'entrée : 293 à 313K.
- L'éclairement solaire : 1000 W/m².

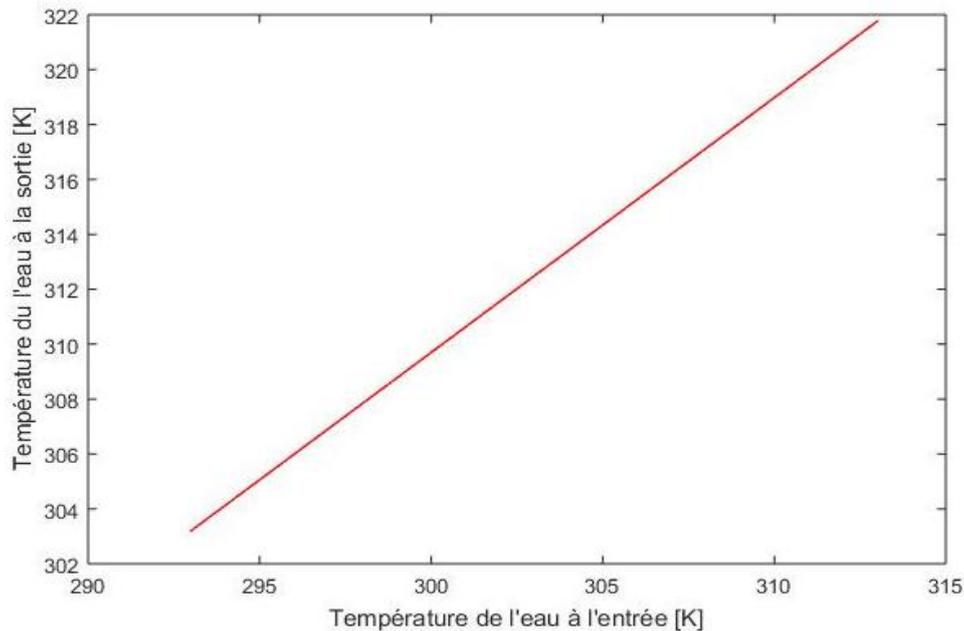


Figure 3.4 : Evolution des températures en fonction de la température de l'eau à l'entrée

La figure 3.4 montre que la température de sortie de l'eau dépend directement de sa température d'entrée. Plus la température d'eau à l'entrée est grande, plus sa température à la sortie est importante.

7 Effet de la température de l'eau à l'entrée sur le rendement du capteur

La figure 3.5 représente la variation du rendement du capteur en fonction de la température de l'eau à l'entrée, on remarque que le rendement diminue avec la croissance de la température d'entrée du fluide. La simulation est faite dans ces conditions :

- Température d'entré d'eau : 293 à 313 K.
- L'éclairement solaire : 1000 W/m².

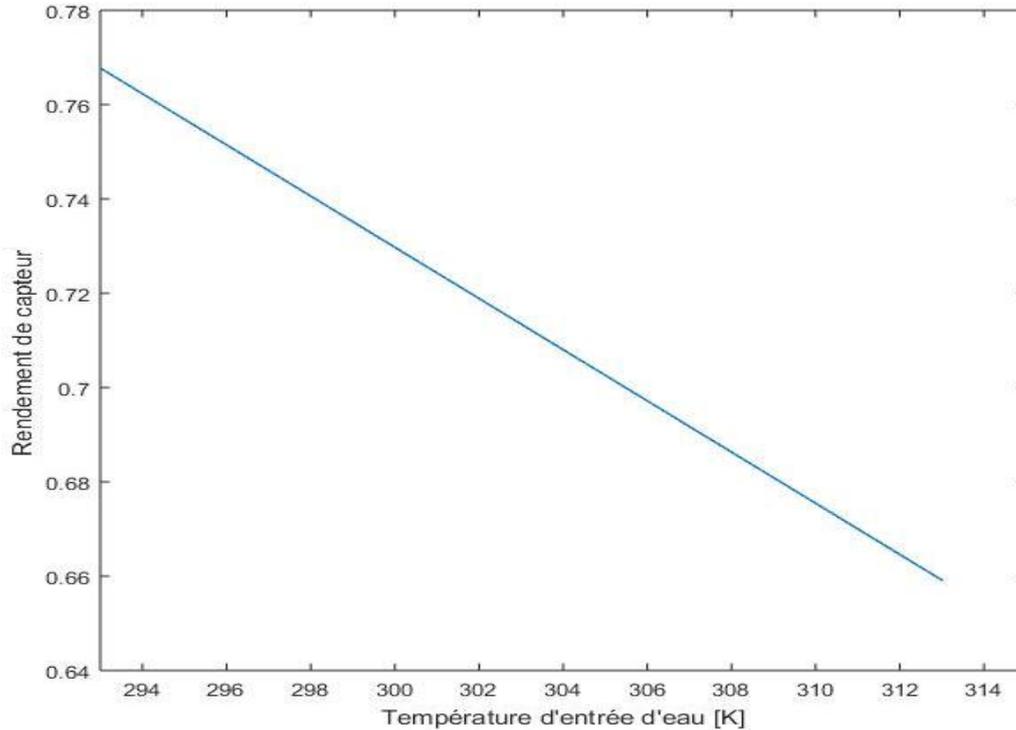


Figure 3.5 : Evolution du rendement en fonction de la température de l'eau à l'entrée.

La variation du rendement est liée directement à la variation du flux utile récupéré par le fluide caloporteur, qui à son tour dépend du gradient de température entre le fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du capteur. Plus la température de fluide à l'entrée est importante, donc proche de celle de l'absorbeur plus le flux convectif échangé est faible et ainsi la température de fluide à la sortie. Le faible gradient de température explique les faibles rendements sur la figure ci-dessus.

8 Effet du débit sur les températures des éléments du capteur

La figure 3.6 représente la variation de températures de l'absorbeur et de l'eau à la sortie du capteur en fonction du débit. Les deux températures ont tendance à diminuer avec l'augmentation du débit. Leur évolution se ralentit pour les importants débits.

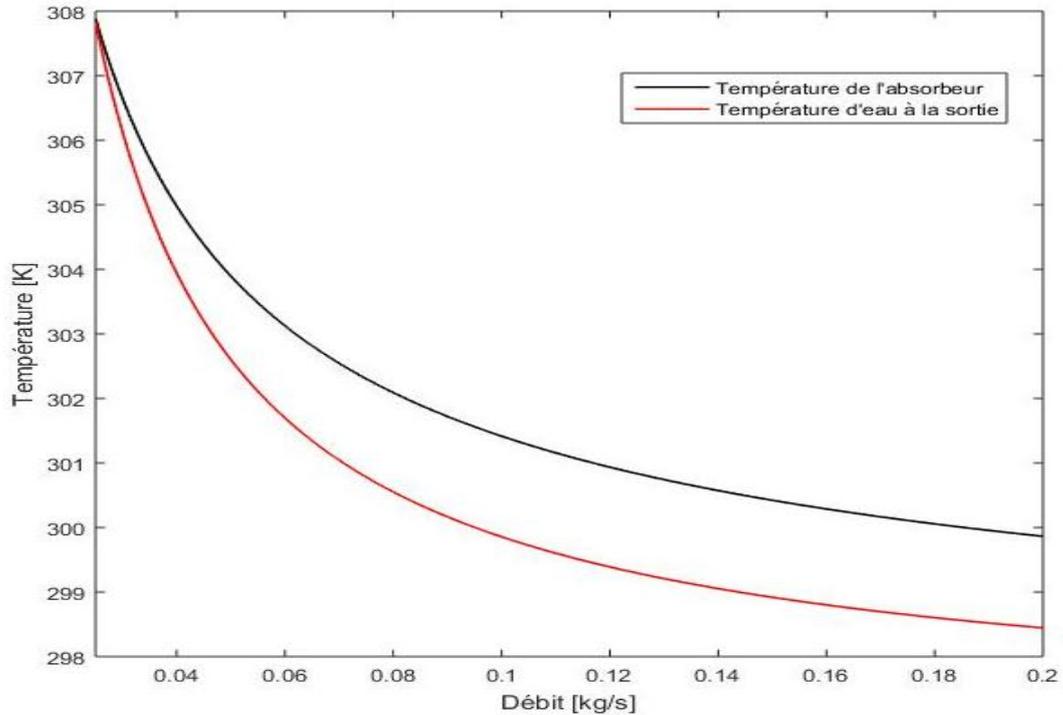


Figure 3.6 : Evolution de températures en fonction du débit.

L'augmentation de débit de 0.02kg/s procure une diminution de température de 10°C environ. La vitesse du passage de l'eau à travers le capteur est de plus en plus importante et donc les transferts de chaleur sont moins intenses ce qui explique la diminution de températures.

9 Effet de débit sur le rendement

La figure 3.7 représente la variation du rendement en fonction du débit du fluide dans le capteur pour chaque valeur de l'éclairement solaire. Les conditions de simulation sont comme suivies :

- L'éclairement solaire de 600 à 1200 W/m².
- Débit d'eau dans le capteur de 0.025 à 0.2 kg/s.
- Température d'entrée d'eau 297 K.
- Température ambiante de 303 K.

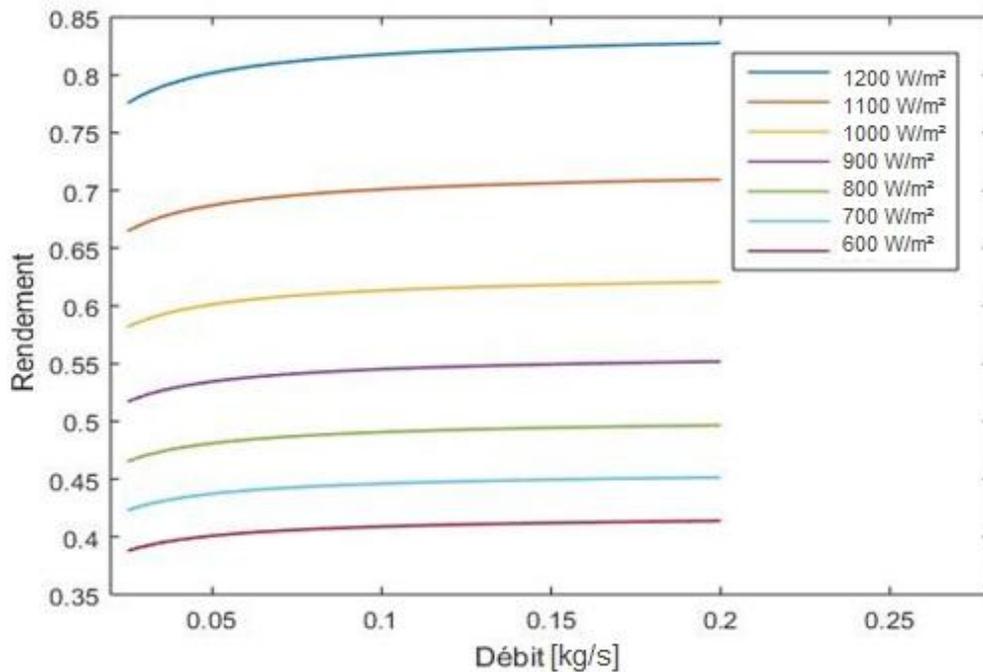


Figure 3.7 : Evolution du rendement en fonction de débit.

L'évolution du rendement est régulièrement croissante, rapide au début puis se ralentit petit à petit avec l'augmentation du débit.

9.1 Interprétation

L'expression (2.73) indique que le rendement est proportionnel à la fois au débit et au gradient de la température de l'eau entre l'entrée et la sortie du capteur.

La courbe 3.6 montre que le débit et la température de l'eau à la sortie sont inversement proportionnels, et la courbe 3.7 confirme que le rendement est important dans le cas du faible débit et d'importante température comme dans le cas d'important débit et de faible température avec une augmentation de 5% pour ce dernier cas. Le rendement est alors proportionnel à la

compensation entre le (faible/grand) débit et (l'importante/faible) température de fluide à la sortie du capteur.

En comparant les courbes on constate que le rendement du capteur est également proportionnel à l'éclairement solaire. Le rendement prend une valeur avantageusement importante grâce à l'éclairement solaire ce qu'est bien montré par l'écart étant entre les différentes courbes relatives aux différentes valeurs de l'éclairement.

Puisque l'objectif est d'obtenir la plus importante valeur de la température de l'eau à la sortie du capteur, il serait probable de choisir un débit faible procurant le gradient de température le plus élevé possible et ainsi un rendement bien considérable.

10 Effet de l'éclairement solaire sur le débit

On a maintenu la température de l'eau à la sortie du capteur comme étant fixe à 50°C et on a dessiné la courbe 3.8 de variation du débit en fonction de l'éclairement solaire. Les autres conditions ont été pris comme suit :

- Température d'entrée de l'eau 297 K.
- Température ambiante de 303 K.

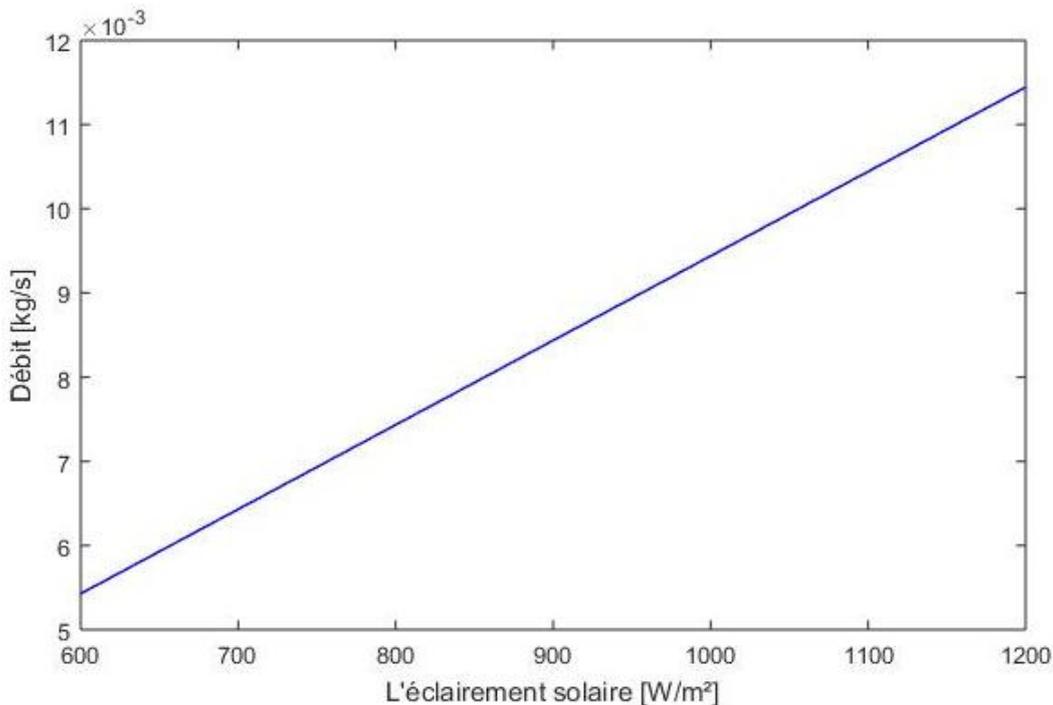


Figure 3.8 : Evolution du débit en fonction de l'éclairement solaire.

Le débit a une allure régulière, strictement croissante et stable avec l'évolution de l'éclairement solaire. Plus l'éclairement solaire est faible plus on aura besoin d'un faible débit

permettant à l'échange thermique de s'effectuer en un bon espace de temps, tandis que lorsque l'éclairement solaire est important nous aurons besoin d'un débit important pour avoir la même température que dans le cas précédent. A fur et à mesure que l'éclairement solaire est important, le débit nécessaire pour avoir la température souhaitée à la sortie du capteur est important.

11 Effet de l'éclairement solaire sur le rendement

Pour étudier l'évolution du rendement en fonction de la température d'eau à la sortie, Pour chaque valeur de l'éclairement solaire, on varie la température de sortie. Les conditions de la simulation sont :

- L'éclairement solaire : 600 à 1200 W/m².
- La température d'eau à la sortie : 313 à 331 K.
- Température d'entré d'eau 297 K.
- La température ambiante : 303 K.

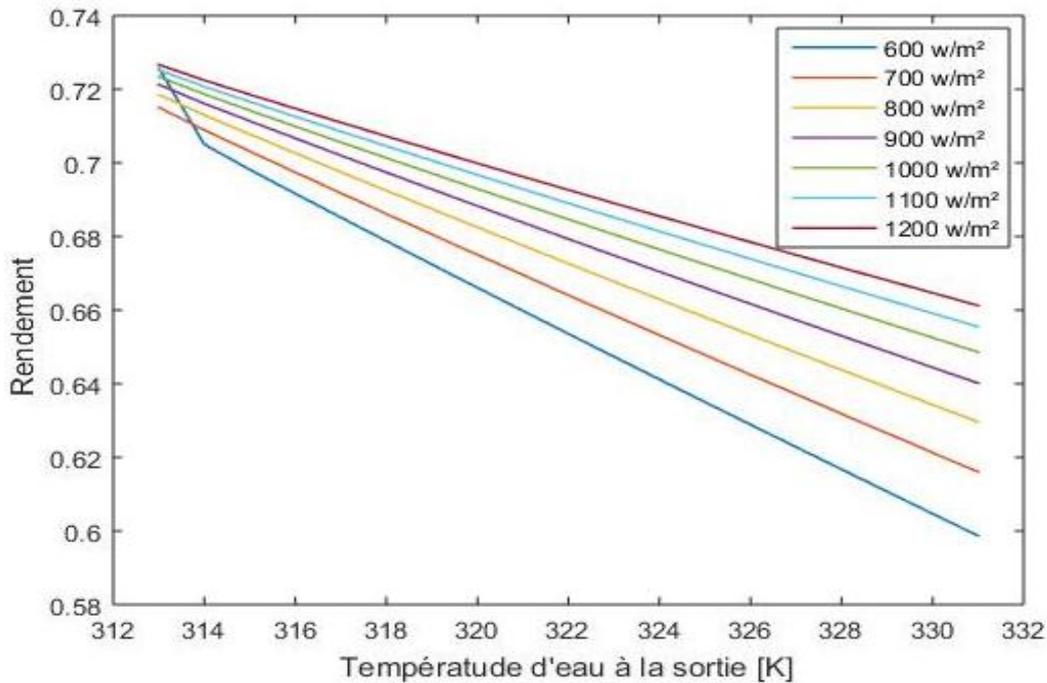


Figure 3.9 : Evolution du rendement en fonction de la température de sortie de l'eau avec la variation de l'éclairement solaire.

L'évolution du rendement est décroissante, régulière et rapide mais prend une allure de plus en plus lente à force que l'éclairement solaire augmente. Il est intéressant de signaler que cette décroissance du rendement est très peu considérable, il ne varie que de 6% tout au long de l'étude.

Le rendement marque une légère variation, on peut le considérer comme étant stable. Cette légère variation est dû au gradient de température constant et au débit qui est proportionnel à l'éclairement solaire.

12 Effet de la disposition de bosses sur la circulation du fluide et les transferts thermiques

La bonne disposition de bosses assure la meilleure circulation de fluide caloporteur dans le capteur et ainsi le transfert de chaleur st meilleur.

Deux formes d'arrangement de bosses dans le capteur nous y sont disponibles : une disposition alignée et une disposition en quinconce. Pour en déduire quel serait le meilleur arrangement entre les deux, on effectuera une simulation sous le logiciel SolidWorks. Les bosses dans ce cas ont 0.1 m de diamètre.

On a obtenu les résultats représentés dans les figures ci-dessous :

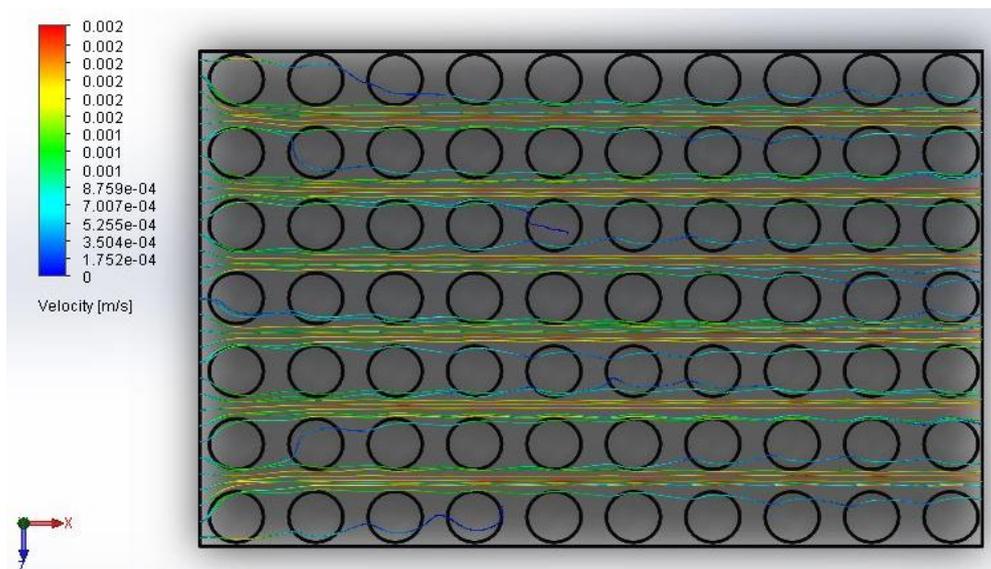


Figure 3.10 : Représentation du profil de vitesse et la circulation de l'eau à travers le capteur à bosses en disposition alignées.

La figure 3.10 représente les lignes d'écoulement dans le capteur à bosses en disposition aligné. La circulation du fluide se fait dans l'espace inter-bosses ce qui était prévisible. L'avantage de cette disposition est qu'elle provoque moins de pertes de charge, cependant, le fluide est en faible contact avec la surface des bosses. Les bosses forment une section convergente puis divergente entre elles. Le fluide passant par cette section subit une

accélération et sa vitesse augmente ce qui est bien montré par la couleur jaune- orangée proche du rouge comme l'illustre la figure en dessus.

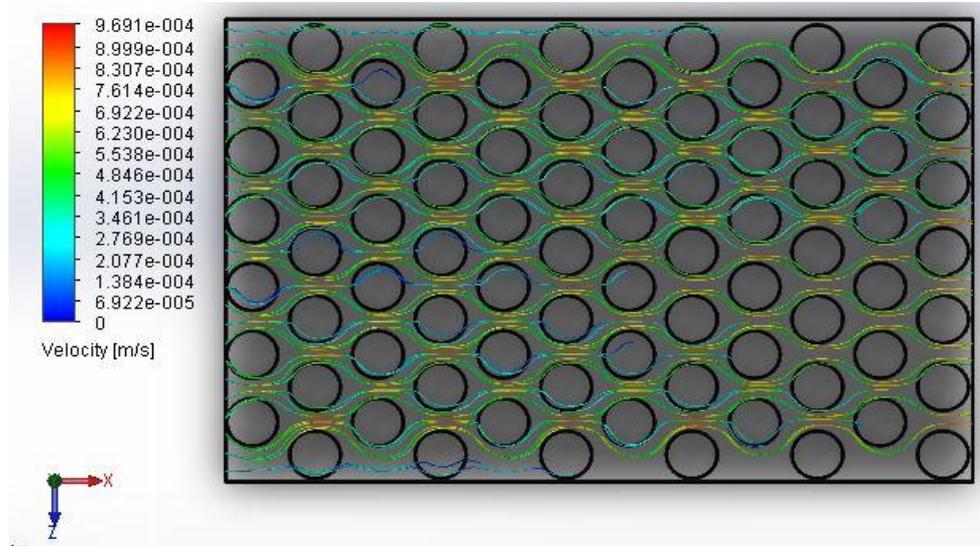


Figure 3.11 : Représentation du profil de vitesse et la circulation de l'eau à travers le capteur à bosses en disposition chevauchées.

La figure 3.11 représente les lignes de l'écoulement dans le capteur à bosses en disposition quinconce. Le fluide est obligé de contourner les bosses, la circulation sinueuse du fluide permet d'obtenir de meilleurs coefficient de convection. Compte tenu des résultats obtenus dans les échangeurs, la disposition en quinconce induit des coefficients de convection plus importants que la disposition en ligne tandis que la disposition en quinconce produit plus de pertes de charge pour le même nombre de bosses, la même taille et le même pas.

13 Conclusion

Dans ce chapitre on a constaté que :

- ✓ La performance du capteur bosselé est peu affectée par la taille des bosses, seulement, les rayons inférieurs à 0.05m ne sont pas valables car les solutions du système sont divergentes.
- ✓ L'efficacité du capteur est dépendante de l'éclairement solaire, la température de l'ambiance, la température de l'entrée de l'eau dans le capteur et le débit massique. Elle est d'autant plus importante que le sont ces paramètres.

Conclusion générale

Dans ce travail nous avons étudié le comportement d'un capteur solaire d'un concept différent qu'on a appelé capteur à bosses. Un modèle mathématique en régime stationnaire a été élaboré pour prédire un certain nombre de paramètres du capteur comme le débit et les températures de sortie de l'eau chauffée, celle de l'absorbeur et celle de la vitre et les rendements. Le modèle mathématique est non linéaire en raison des termes d'échanges radiatifs et des coefficients de convection naturelle. Pour pouvoir résoudre le système obtenu, nous avons proposé une procédure de linéarisation de ces termes et mis en œuvre un algorithme de résolution itératif. Enfin un programme Matlab a été élaboré pour la résolution.

Des campagnes de simulations ont été menées pour obtenir l'ensemble des paramètres désirés et pour évaluer les performances d'un tel capteur.

La présence des bosses a montré qu'une amélioration de l'absorption du flux radiatif était possible par rapport à une surface plane de l'ordre de 10%, du côté face avant et une amélioration du coefficient de convection face arrière. Ces deux avantages améliorent la récupération de l'énergie absorbée et réduisent les pertes avant voire arrières en induisant des températures de l'absorbeur plus faibles et par conséquent une amélioration du rendement.

En fin de compte les résultats que nous obtenons confirment que le capteur thermique bosselé peu avoir une efficacité meilleure que celle du capteur plan. La réalisation et l'expérimentation d'un tel capteur montreront si l'étude théorique est correcte.

Résumé

Ce travail englobe une étude sur les performances de capteur solaire à bosses en évaluant l'effet de bosses sur les transferts thermiques et les pertes globales de capteur. On a commencé par une étude bibliographique exposant les divers composants constituant les capteurs solaires plans, leur domaines d'utilisations et surtout leur fonctionnement. La modélisation mathématique de capteur à bosses a établi le système d'équations régissant le comportement thermique de ce dernier en régime permanent. Les solutions recherchées sont les températures de l'absorbeur, de la vitre et de fluide caloporteur à la sortie du capteur. Le système d'équations est résolu sous Matlab en moyen d'un code simulant le comportement thermique de notre capteur, traitant l'influence des différents paramètres opérationnels sur les performances du capteur. On a conclu le travail par l'illustration et l'interprétation des résultats.

Mots clés : Energie solaire thermique, Rayonnement thermique, Capteur solaire thermique plan, Absorbeur bosselé, Facteur de forme, Capteur solaire thermique à bosses.

Bibliographie

- [1] Rémy Mosseri et Catherine Jeandel (dir.), « L'énergie à découvert », CNRS Éditions , 2013.
- [2] http://www.solairethermique.guidenr.fr/l_capteur-solaire-thermique-sous-vide.php.
- [3] Slimane GABSI, Najoua ZARAI et Maher CHAABANE, « Outil de planification de la production thermique des capteurs solaires », International Renewable Energy Congress November 5-7, Sousse, Tunisia, Article 2010.
- [4] A. SFEIR, G. GUARRACINO, « Ingénierie des Systèmes Solaires », Livre, Technique et Documentation, Paris 1981.
- [5] J. Bernard, « Energie solaire calculs et optimisation », Ellipse Edition Marketing 2004.
- [6] Bernard Thonon, « Formation Energie Solaire thermique », www.cea.fr, Juin 2012.
- [7] LACHAL Bernard, « Etude sur le subventionnement des capteurs solaires thermiques à Genève », Rapport final, centre universitaire d'études des problèmes de l'énergie, Juillet 2002.
- [8] S. YUCEF-ALI, « Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing », Renewable Energy, 2005.
- [9] Rémy Pothier, « Rappels de cours en thermique de l'ingénieur (conduction et convection) », PDF, 2017.
- [10] J. P. PETITJEAN et H. VANDER POORTEN, « Les revêtements sélectifs et leur rôle dans l'amélioration des performances des collecteurs solaires », Laboratoire d'Electrochimie, Faculté Polytechnique de Mons (Belgique) (reçu le 3 janvier 1980).
- [11] P.Amet, G.Gourdon, Y.Guern, R.Jules, E.Marguet et F.Mykieta, « Installer un chauffage ou un chauffe-eau solaire », Éditions Eyrol, 2008.
- [12] <https://www.lepanneausolaire.net/les-differents-types-capteurs.php>
- [13] Stéphane Barbier, « Le solaire thermique, Formation Bâtiment Durable, Systèmes d'énergie renouvelable (SER) conception et régulation », Institut Bruxellois pour la Gestion de l'Environnement.
- [14] PAVEL Charvat, TOMAS Mauder « A Solar air collector with integrated latent heat thermal storage », Article en The Europe Physical Journal Conferences, November 2011.
- [15] <https://disjoncteurdivisionnaire.blogspot.com/2018/04/capteur-solaire-air-pdf.html>, 2018.17
- [16] MOUMMI A. « Etude global et locale du rôle de la géométrie dans l'optimisation des capteurs solaires plan à air », Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis 1994.
- [17] Chr. Perrin De Brichambaut. « Estimation des ressources solaires en France ». Suppl. Cahiers Afedes n°1, Paris 1975.

Bibliographie

- [18] Yuan, Z.X and Tao, W.Q «Numerical prediction for laminar forced convection heat transfer in parallel-plate channels with stream wise-periodic rod disturbances », INT. J. Numerical Methods in Fluids, Vol 28, 1998.
- [19] Mounir Bennajah, NaoilChaouni, « Echangeur de chaleur : Technologie, calculs et design ».
- [20] Conseil général des Landes, « L'ENERGIE SOLAIRE THERMIQUE USAGES RESIDENTIEL ET COLLECTIF », REDACTION Axenne-2008.
- [21] J. Bougard, « Applications de l' energie solaire dans le froid et le conditionnement d'air », le journal international Volume 6 Numbers 5/6 September/November 1983.
- [22] Ahmed Khedim, Klemens Schwarzer, Christian Faber, Christoph Mtiler, « Production décentralisée de l'eau potable à l'énergie solaire », Article, FH Aachen Solar Institute Jiilich, Heinrich-Mussmann-Str. 5, D-52428 Jiilich, Germany 2004.
- [23] R. Kerfah, B. Noura, A. Zaaoui, « Influence de la Nature de l' Absorbeur sur les Performances d'un Capteur Solaire Plan à Contact Direct Eau-Plaque d' Absorption, Laboratoire Fluide Industriels, Mesures et Applications », Université de Djilali Bounaama, Khemis Miliana W. Ain Defla, 44225, Algérie, Journal International de la Recherche Scientifique et de la Technologie d'Ingénieur USET 2015.
- [24] <http://planet-terre.ens-lyon.fr/le-rayonnement-thermique-et-la-loi-du-corps-noir,2003/>
- [25] <http://f5zv.page.perso-orange.fr>
- [26] Pr. BOUSSAID M, « Rayonnement thermique des surfaces », UNIVERSITE MOHAND OULHADJ BOUIRA 11 mars 2020.
- [27] U. Eiker, «Solar Technologies of Buildings», John Wiley and Sons, England, 2001.
- [28] J. A. Duffie, W. A. Beckman, «Solar Engineering of thermal processes», John Wiley and Sons, 1980.
- [29] Dr. BOUSSAID M, « FORMULAIRE DE THERMIQUE », Année universitaire 2012/2013
- [30] LEOPOLD, MAXIME, Vaucanson.org, le 11 avril 2014.
- [31] [http:// e-cours.univ-paris1.fr/](http://e-cours.univ-paris1.fr/)