

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

UNIVERSITE CONSTANTINE 1
FACULTE DES SCIENCES EXACTES
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

N° d'ordre:

Série:

MEMOIRE

Présenté pour obtenir le Diplôme de Magister en Physique
Ecole Doctorale
Spécialité: Energies Renouvelables

THEME

**Optimisation des paramètres de
fonctionnement d'un plancher solaire
direct (PSD)**

PAR

Abbaz Dalila

Soutenu le : 10/04/2013

Devant le jury :

Président :	N.BELLEL	Prof.	Université Constantine 1
Rapporteur :	A.CHAKER	Prof.	Université Constantine 1
Examineurs:	A.ZAATRI	Prof.	Université Constantine 1
	M.DJEZZAR	Prof.	Université Constantine 1

Remerciements

*Je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donnée le courage,
la volonté et la patience de mener à terme le présent mémoire.*

*Ce travail a été mené au laboratoire de Physique Energétique de l'Université Constantine 1,
sous la direction de Madame « Abla Chaker »,
Professeur au département de Physique.*

*Je lui exprime particulièrement toute ma reconnaissance pour m'avoir faite bénéficier de ses
compétences scientifiques, pour ses conseils précieux, son aide et sa grande patience, mes
vifs remerciements, ma sincère considération.*

*Je remercie vivement Monsieur « Nadir Bellel », Professeur à l'Université Constantine 1,
qui ma fait l'honneur d'accepter la présidence de jury.*

En témoigne de mon respect,

J'adresse tous mes remerciements:

A Monsieur « Abdelouaheb Zaatri », Professeur au département de génie mécanique,

A Monsieur « Mahfoud Djeddar », Professeur au département de physique,

*D'avoir accepter de me faire l'honneur de juger ce travail et de participer à mon jury de
thèse.*

*Tous mes remerciements et mon estime à tous les enseignants
du département de physique, ainsi qu'à mes camarades du laboratoire de Physique
Energétique.*

Dalila Abbas

Dédicace

A la mémoire de mon père ;

A ma mère ;

A mes sœurs et mes frères ;

A tous mes amis ;

A tous ceux qui me sont chers et proches ;

Je dédie ce travail.....

Mille merci

Dalila Abbas

Sommaire

Nomenclature

Introduction générale	1
------------------------------------	---

Chapitre I : Les systèmes de chauffage solaire

I.1 L'énergie solaire	3
I.1.1 Origine	3
I.1.2 Caractères particuliers.....	3
I.1.3 Conversion de l'énergie solaire	4
I.1.3.1 L'énergie solaire thermique	4
I.1.3.2 L'énergie solaire photovoltaïque	4
I.1.3.3 L'énergie solaire thermodynamique	4
I.1.4 Applications thermiques de l'énergie solaire.....	5
I.2 Utilisation de l'énergie solaire dans le chauffage de l'habitat	7
I.2.1 Historique du chauffage solaire	7
I.2.2 Principe du chauffage solaire	8
I.2.3 Le chauffage solaire de l'habitat	8
I.3 Les différents systèmes de chauffage solaire de l'habitat.....	9
I.3.1 Systèmes de chauffage solaire par circulation d'air chaud	9
I.3.1.1 Le procédé du professeur Trombe	10
I.3.1.2 Le procédé de Barra-Costantini (B-C).....	10
I.3.2 Systèmes de chauffage solaire par circulation d'eau chaude	11
I.3.2.1 Les chauffe-eau solaires individuels et collectifs	11
I.3.2.1.1 Système direct	11
I.3.2.1.2 Système à circulation forcée	12
I.3.2.2 Les systèmes solaires combinés pour le chauffage d'habitat.....	13

I.3.2.2.1 Le système solaire combiné avec stockage de l'eau de chauffage en ballon	13
I.3.2.2.2 Le plancher solaire direct.....	14

Chapitre II : Les capteurs solaires

II.1 Principe	15
II.2 Les différentes techniques de captation.....	15
II.2.1 Capteur solaire plan.....	16
II.2.1.1 Capteur solaire plan sans vitrage	16
II.2.1.2 Capteur solaire plan vitré.....	16
II.2.2 Capteur solaire à tube sous vide	17
II.2.3 Capteurs à concentration	18
II.2.3.1 Concentrateurs cylindro-paraboliques	18
II.2.3.2 Concentrateurs paraboliques.....	19
II.2.3.3 Système de centrale à tour (héliostat)	19
II.3 Constituants d'un capteur solaire plan.....	19
II.3.1 L'absorbeur.....	20
II.3.2 Le fluide caloporteur	21
II.3.3 La couverture transparente	22
II.3.4 L'isolant thermique.....	23
II.3.5 Le coffre	24
II.4 Principaux paramètres d'un capteur solaire plan.....	24

Chapitre III : Etude théorique du plancher solaire direct

III.1 Le capteur solaire plan	26
III.1.1 Fonctionnement.....	26
III.1.2 Les différents échanges thermiques	26
III.1.2.1 Echange par conduction	26
III.1.2.2 Echange par rayonnement	27
III.1.2.3 Echange par convection	28
III.1.3 Les puissances absorbées	31

III.1.3.1	Puissance absorbée par le vitrage	31
III.1.3.2	Puissance absorbée par la plaque absorbante	33
III.1.4	Comportement thermique.....	33
III.1.4.1	Les pertes thermiques	34
III.1.4.2	Puissance utile récupérée par le fluide	35
III.1.5	Calcul du rendement.....	36
III.2	Dalle du plancher chauffant	36
III.2.1	Historique	36
III.2.2	Théorie d'un plancher chauffant	37
III.2.3	Fonctionnement	38
III.2.4	Dimensionnement.....	38
III.2.5	Les différents modes de transfert de chaleur.....	39
III.2.6	Le rendement d'un plancher chauffant.....	42
III.3	Le système couplé plancher –capteur solaire plan.....	42
III.3.1	Description du modèle	42
III.3.2	Principe de fonctionnement.....	43
III.4	Dimensionnement du système de chauffage	43
III.5	Paramètres et caractéristiques de fonctionnement du système.....	44
III.5.1	Paramètres influant sur le système	44
III.5.1.1	Paramètres influant sur le fonctionnement du capteur solaire	44
III.5.1.1.1	Les paramètres internes	44
III.5.1.1.2	Les paramètres externes	47
III.5.1.2	Paramètres de la dalle.....	48
III.5.2	Les paramètres de fonctionnement.....	50

Chapitre IV : Etude numérique du plancher solaire direct

IV.1	Hypothèses simplificatrices	51
IV.2	Modélisation et analogie électrique	52
IV.2.1	La modélisation.....	52
IV.2.2	Schéma électrique équivalent.....	53
IV.2.2.1	Le capteur solaire	53
IV.2.2.2	La dalle chauffante	54
IV.3	Bilan thermique du système plancher solaire direct	56

IV.3.1 Le capteur solaire plan à eau.....	56
IV.3.2 La dalle chauffante	58
IV.4 Résolution du système d'équations.....	59
III.4.1 Le capteur solaire plan	59
IV.4.2 La dalle chauffante	60
IV.4.2.1 Le critère de stabilité	60
IV.4.2.2 Conditions aux limites et conditions initiales	61
IV.5 Traitement informatique	61
IV.5.1 Principe de simulation.....	61
IV.5.2 Programme principal.....	62
IV.5.2.1 Le capteur.....	62
IV.5.2.2 Le plancher.....	63
IV.6 Organigramme développé pour le calcul numérique	65
Chapitre V : Interprétation et discussion des résultats.....	68
Conclusion générale.....	99

Annexes

Annexe A: Le gisement solaire	101
Annexe B: Les nombres adimensionnels.....	110
Annexe C: Les méthodes de discrétisation.....	113
Annexe D: La méthode de résolution numérique R.K.4.....	116
Références bibliographiques	118

Nomenclature

❖ Notation latine :

▪ Le capteur solaire plan :

Symbole	Dénomination	Unité
a	Azimuts du soleil ; coefficient de trouble	degrés (°); -
b	Distance entre la vitre et l'absorbeur; coefficient de trouble	m ; -
b*	Largeur de la soudure	m
Cp	Capacité calorifique massique	J/Kg.°C
d	Diamètre	m
e	Epaisseur	m
Et	Equation du temps	min
F _R	Efficacité globale de l'échange thermique du capteur	-
F	Paramètre constructif du capteur	-
h	Coefficient de transfert de chaleur; hauteur du soleil	W/m ² .°C; degrés (°)
h _c	Coefficient de transfert de chaleur par conduction	W/m ² .°C
h _r	Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement	W/m ² .°C
h _v	Coefficient de transfert de chaleur par convection	W/m ² .°C
i	Indice	-
I	Eclairement solaire	W/m ²
k	Coefficient d'extinction	m ⁻¹
L	Longueur du conduit ; longueur ou longitude	m; degrés (°)
m	Masse d'un corps	Kg
m'	Débit massique	Kg/s
n	Indice de réfraction	-
P	Puissance	W
q	Densité de flux	W/m ²
r	Pouvoir réflecteur du verre	
R	Resistance	m ² .°C/W
S	surface	m ²
T	Température	K
TU	Temps universel	heure (h)
TSV	Temps solaire vrai	heure (h)
TL	Temps légal	heure (h)
U	Pertes thermiques	W/m ² .°C
V	vitesse	m/s
w	Distance entre les tubes	m

▪ La dalle chauffante :

Symbole	Dénomination	Unité
D.T.U	Document technique unifié	-
D_h	Diamètre hydraulique	m
E_{sup}	Epaisseur supérieure du béton	m
h_{cplf}	Coefficient de transfert de chaleur par conduction plancher-fluide	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_{vplf}	Coefficient de transfert de chaleur par convection plancher-fluide	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_{rpla}	Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement plancher-air	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
L	Longueur caractéristique	m
S	Surface	m^2
T	température	$^\circ C$
W	Rapport entre la surface et le périmètre de la dalle	m

❖ Notation grecque :

Symbole	Dénomination	Unité
α	Coefficient d'absorption	-
β	Inclinaison du capteur	degrés ($^\circ$)
ε	Emissivité	-
ζ	Constante de Stephan-Boltzman	$W/m^2 \cdot k^4$
η	Coefficient de transmission	-
ω	Angle horaire	degrés ($^\circ$)
η	Rendement	%
λ	Conductivité thermique	$W/m \cdot ^\circ C$
ρ	Masse volumique ; albédo	Kg/m^3 ; -
ρ_{dir}	Coefficient de réflexion	-
μ	Viscosité dynamique	$Kg/m \cdot s$
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
δ	Déclinaison ; épaisseur	degrés ($^\circ$) ; m
θ	Flux thermique	W
θ	Angle de réfraction ; incidence	degrés ($^\circ$)

❖ Nombres adimensionnels

Symbole	Dénomination
Gz	Nombre de Graetz
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
Ra	Nombre de Rayleigh
St	Nombre de Stanton

❖ Indices

Symbole	Dénomination
a	Ambiant ; perdue
air	Air
av	Avant
arr	Arrière
béton	Béton
c	Voûte-céleste ; capteur
cplf	Echange conductif entre le plancher et le fluide
d	Diffus
D	Direct
dif	Diffus
dir	Direct
e	Extérieur
f	Fluide
fe	Entrée fluide
fm	Moyenne du fluide
fl	Fluide au premier nœud
g	Global
i	Isolant ; intérieur
ia	Contact isolant-ambiance
if	Contact isolant-fluide
it	Contact isolant-tube
is	Contact isolant-sol
lat	Latérale
m	Surface de solide
p	Plaque absorbante
pl	Plancher
plf	Contact plancher-fluide
pt	Contact absorbeur-tube
pv	Contact absorbeur-vitre
rpl	Rayonnement plancher
s	Soudure ; stocké
sc	Sortie capteur
sol	Sol
t	Tube
tf	Contact tube-fluide
u	Utile
v	Vitre ; verre ; vent
va	Contact vitre-ambiance
vc	Contact vitre- Voûte-céleste
vpla	Echange convectif entre le plancher et l'air
vplf	Echange convectif entre le plancher et le fluide

Indexe des figures


Figure I.1 : Principe d'un mur trombe	10
Figure I.2 : Système Barra-Costantini (B-C).....	11
Figure I.3 : Schéma d'un système à thermosiphon.....	12
Figure I.4 : Schéma d'un système à circulation forcée.....	12
Figure I.5 : Schéma de fonctionnement d'un SSC	13
Figure I.6 : Schéma de fonctionnement d'un PSD	14
Figure II.1 : Capteur solaire sans vitrage	16
Figure II.2 : Capteur solaire plan vitré	17
Figure II.3 : Capteur solaire à tubes sous vide	18
Figure II.4 : Concentrateur cylindro-parabolique.....	18
Figure II.5 : Concentrateur parabolique	19
Figure II.6 : Système de centrale à tour.....	19
Figure II.7 : Capteur solaire plan.....	20
Figure III.1 : Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan	26
Figure III.2 : Réflexions dans un capteur à simple vitrage.....	33
Figure III.3 : Les différents échanges thermiques dans un plancher.....	39
Figure III.4 : Circuit capteur plan-plancher	43
Figure III.5 : Différentes formes d'ailette (A. Abene et al (2004)).....	45
Figure III.6 : Différentes poses de tubes	49
Figure IV.1 : Schéma électrique équivalent relatif à une maille du capteur.....	55
Figure IV.2 : Schéma électrique équivalent pour la dalle chauffante.....	56
Figure IV.3 : Coupe verticale d'un capteur à simple vitrage.....	56
Figure IV.4 : Différents nœuds considérés dans la maille.....	56
Figure IV.5 : Nœuds considérés dans le plancher	59
Figure V.1 : Variation temporelle des puissances solaires reçue et absorbées	69

Figure V.2 : Variation temporelle des températures de l’ambiance et du ciel.....	69
Figure V.3 : Variation de la température du plancher en fonction du rayonnement global ...	70
Figure V.4 : Variation de la température du plancher en fonction de la température du fluide caloporteur à l’entrée de la dalle	71
Figure V.5 : Variation de la température du fluide caloporteur en fonction du rayonnement global.....	72
Figure V.6 : Evolution de la température du fluide caloporteur sortie capteur en fonction de la vitesse du vent.....	73
Figure V.7 : Evolution de la température du fluide caloporteur sortie capteur en fonction du débit.....	74
Figure V.8 : Variation de la température du fluide caloporteur sortie capteur en fonction de la température de l’absorbeur.....	75
Figure V.9 : Effet de la couche sélective sur la température de l’absorbeur	76
Figure V.10 : Variation de la température du fluide sortie capteur en fonction de l’écart de température entre l’absorbeur et la vitre	77
Figure V.11 : Effet des propriétés optiques de la vitre sur la température du fluide sortie capteur	78
Figure V.12 : Effet du ratio de captation sur la température du plancher.....	79
Figure V.12.a : Variation temporelle de la température du plancher en fonction du ratio de captation.....	79
Figure V.12.b : Evolution de la température du plancher en fonction du ratio de captation...	79
Figure V.13 : Variation temporelle de la température du plancher en fonction du débit.....	80
Figure V.14 : Effet du pas de pose sur la température du plancher	81
Figure V.14.a : Variation temporelle de la température du plancher en fonction du pas	81
Figure V.14.b : Evolution de la température du plancher en fonction du pas de pose	81
Figure V.15 : Effet de la longueur de tube sur la température du plancher	83
Figure V.15.a : Variation temporelle de la température du plancher en fonction de la longueur de tube.....	82

Figure V.15.b : Evolution de la température du plancher en fonction de la longueur de tube.....	83
Figure V.16 : Evolution de la température du plancher en fonction de l'épaisseur de la couche supérieure de béton	84
Figure V.17 : Variation de la puissance utile en fonction de l'épaisseur de la couche supérieure de béton	85
Figure V.18 : Evolution de la température du plancher en fonction de la résistance thermique de la couche supérieure de béton	86
Figure V.19 : Evolution de la température d'un plancher rayonnant et d'un plancher non rayonnant.....	87
Figure V.20 : Variation temporelle des températures des différents éléments d'un capteur solaire plan.....	92
Figure V.21 : Evolution de la température du fluide	93
Figure V.21.a : Evolution des températures du fluide suivant les différents nœuds du serpentin.....	93
Figure V.21.b : Evolution des températures entrée-sortie de la dalle.....	93
Figure V.22 : Variation temporelle de la température superficielle du plancher.....	94
Figure V.23 : Variation temporelle de la puissance utile du capteur.....	95
Figure V.24 : Evolution temporelle des températures entrée-sortie de la dalle.....	96
Figure V.25 : Evolution temporelle de la température du plancher.....	97
Figure V.26 : Variation temporelle du rendement instantané d'un plancher solaire direct.....	98
Figure A.1 : La sphère céleste.....	100
Figure A.2 : Schématisation du mouvement de la terre autour du soleil.....	101
Figure A.3 : Les coordonnées géographiques terrestres	101
Figure A.4 : Les coordonnées horaires	102
Figure A.5 : Les coordonnées horizontales.....	103
Figure A.6 : Représentation des vecteurs unitaires.....	107
Figure A.7 : Moyenne annuelle de l'irradiation solaire globale reçue sur plan incliné à la latitude du lieu.....	108

Indexe des tableaux

Tableau II.1 : Caractéristiques thermo-physiques de quelques matériaux métalliques	20
Tableau II.2 : Propriétés de quelques surfaces transparentes au rayonnement solaire mais opaques au rayonnement infrarouge	23
Tableau II.3 : Caractéristiques thermo-physiques de quelques matériaux isolants	24
Tableau IV.1 : Analogie du système thermique au modèle électrique.....	53
Tableau A.1 : Coefficient de trouble du ciel	105
Tableau A.2 : Valeurs de l'albédo du sol (ρ).....	106



Introduction générale

Aujourd'hui, le monde du bâtiment entre dans une ère nouvelle. Les consommations énergétiques des bâtiments qui représentent en Algérie près de 46% de l'énergie produite et sont responsables de plus de 25% des émissions de gaz à effet de serre doivent être réduites par des solutions énergétiques économiques et respectueuses de l'environnement.

Pour cela, l'amélioration de l'enveloppe du bâtiment, par une isolation renforcée et un meilleur traitement des ponts thermiques qui introduit une diminution des besoins thermiques en climatisation et en chauffage doit être envisagée. En outre la recherche doit porter sur des systèmes de chauffage du bâtiment performants afin de maîtriser les ambiances habitables à un moindre coût énergétique. En effet le maintien de l'ambiance est confié au système de chauffage dont la qualité dépend fortement de la conception, du dimensionnement et de la mise en œuvre de l'installation. En même temps, le développement technologique dans le domaine du chauffage actuel doit aller dans le sens de la réduction de l'impact environnemental négatif par l'utilisation des sources d'énergies renouvelables pour assurer la sécurité de nos approvisionnements énergétiques face à l'épuisement des ressources d'énergie fossile.

Dans cette approche, le plancher chauffant occupe une place particulière sur le plan technologique. Il procure une distribution optimale de chaleur verticalement et horizontalement, parfaitement compatible avec les sources d'énergie renouvelable. Il fait partie des systèmes à basse température dont l'utilisation permet de réduire la consommation énergétique. Le schéma pompe à chaleur-plancher chauffant ou encore capteur solaire thermique-plancher chauffant se fait de plus en plus.

Le travail présenté dans ce mémoire porte sur la modélisation et le dimensionnement d'un système de chauffage solaire par plancher dont l'apport d'énergie est assuré par un capteur solaire.

Le principe de la technique du plancher solaire direct, est de faire circuler directement dans un plancher un fluide chauffé par des capteurs solaires sans utiliser des cuves de stockage intermédiaires.

La stratégie consistera à décomposer le système plancher solaire direct (PSD) en deux sous systèmes plus faciles à résoudre, et à reconstruire ensuite le modèle global en tenant compte des couplages physiques existants entre le capteur et le plancher.

Le système est modélisé suivant la méthode nodale, basée sur les bilans thermiques de chaque élément constituant le système de chauffage : capteur, fluide caloporteur, et plancher constitué d'une dalle en béton.

Le système d'équations régissant le comportement thermique du capteur et l'équation de diffusion de chaleur dans le béton sont établis. Pour le capteur solaire plan le système d'équations obtenu est résolu par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4, alors que la résolution des équations décrivant le comportement du plancher est abordée par la méthode des différences finies.

Le mémoire présenté est structuré en cinq chapitres complétés par une partie annexe, une introduction et une conclusion générales.

Une brève présentation de l'énergie solaire, de ses modes de conversion et des applications les plus courantes feront l'objet du premier chapitre. On y trouvera en outre une synthèse bibliographique sur les différents systèmes de chauffage solaire utilisés dans l'habitat.

Un aperçu sur les différentes technologies de captation de l'énergie solaire, ainsi que la description de capteurs plans et de systèmes à concentration constituent le second chapitre.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude théorique du plancher solaire direct (PSD). Le bilan thermique au niveau de chaque partie du plancher et du capteur solaire est établi.

L'étude numérique du système couplé plancher, capteur est abordée au quatrième chapitre. Les équations gouvernant le fonctionnement de ce système ainsi que les méthodes de résolution sont exposées.

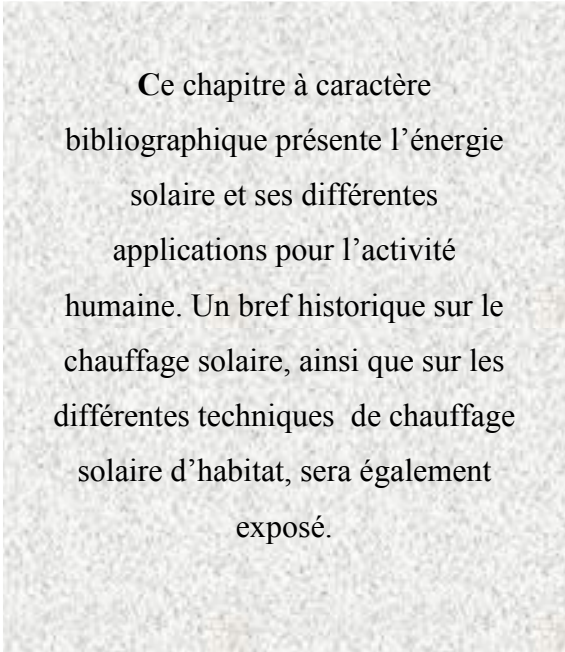
Les principaux résultats obtenus et leurs interprétations font l'objet du dernier chapitre.

Une partie annexe, une introduction et une conclusion générales complètent ce mémoire.



Chapitre I

Les systèmes de chauffage solaire



Ce chapitre à caractère bibliographique présente l'énergie solaire et ses différentes applications pour l'activité humaine. Un bref historique sur le chauffage solaire, ainsi que sur les différentes techniques de chauffage solaire d'habitat, sera également exposé.

L'utilisation des énergies renouvelables suscite de plus en plus un intérêt certain dans le monde. La diminution des réserves mondiales en pétrole et en gaz, les problèmes environnementaux ont amené beaucoup de pays à s'intéresser aux énergies renouvelables et propres, telles que l'énergie solaire. Cette énergie est l'une des plus facilement exploitables.

I.1 L'énergie solaire

I.1.1 Origine

L'énergie solaire est l'énergie électromagnétique liée au rayonnement émis par le soleil (150 millions de kilomètres environ, parcourus en quelques 8 minutes par la lumière). La puissance rayonnée par les réactions thermonucléaires au sein du soleil se traduit, sur notre planète, par un apport énergétique important qui peut atteindre 1.000 W/m^2 au niveau du sol, sous forme de lumière visible et de proche infrarouge [1].

Sur la Terre, l'énergie solaire est à l'origine du cycle de l'eau, du vent et règne végétal, dont dépend le règne animal. A l'exception de l'énergie nucléaire, de la géothermie et de l'énergie marémotrice, l'énergie solaire est en fait à l'origine de toutes les énergies sur terre.

I.1.2 Caractères particuliers

Trois principales caractéristiques de l'énergie solaire [2].

- Elle est abondante, et c'est la sa principale qualité. On estime actuellement que la consommation totale d'énergie sur la terre, sous quelque forme que ce soit, est environ le dix-millième de ce que nous apporte le soleil. De plus, cette énergie est inépuisable, du moins à l'échelle humaine, ce qui n'est le cas d'aucune autre source énergétique terrestre.
- Elle est dispersée, ce qui est à la fois une qualité et un défaut pour les applications que nous recherchons. En effet si toutes les régions du globe reçoivent plus ou moins de l'énergie solaire, ce qui n'est pas le cas de la plupart des sources énergétiques traditionnelles concentrées en certaines régions, la puissance rayonnée est cependant relativement faible. Au niveau de la terre et au dessus des couches atmosphériques, la puissance solaire est de l'ordre de 1.4 kW/m^2 . Du fait de la traversée des couches atmosphériques, une partie du rayonnement est absorbée (l'ultra-violet par l'ozone, et l'infra-rouge par la vapeur d'eau et le gaz carbonique).
- Elle est intermittente, en raison, d'une part de l'alternance des jours et des nuits, des saisons, et d'autre part de la présence de couches qui absorbent la majeure partie du

rayonnement sur son trajet vers la terre. Ainsi, dans la plupart des cas, il faudra prévoir le stockage d'une partie de l'énergie solaire captée [2].

I.1.3 Conversion de l'énergie solaire

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

I.1.3.1 L'énergie solaire thermique

La conversion photothermique est le processus le plus simple. Il consiste en une transformation du rayonnement solaire en forme thermique (chaleur), qu'on peut utiliser [5], [6] :

En usage direct de la chaleur : chauffe-eau solaire, chauffage solaire, cuisinière et séchoir solaire.

En usage indirect où la chaleur sert pour un autre usage: centrales solaires thermodynamiques, froid solaire.

I.1.3.2 L'énergie solaire photovoltaïque

C'est la conversion de l'énergie lumineuse en énergie électrique avec des matériaux semi-conducteurs.

La première cellule photovoltaïque, construite en 1914, avait un rendement de 1% ; elle était utilisée pour réaliser des posemètres pour la photographie. Il a fallu attendre 1954 pour que la production d'électricité par effet photovoltaïque commence à se développer, avec la réalisation d'une première cellule en silicium monocristallin d'un rendement de 6% .Ce dernier augmenta rapidement pour atteindre, en laboratoire, 18% aujourd'hui [3].

Le matériau de base utilisé actuellement est le silicium. Celui-ci se trouve en très grande quantité sur notre planète puisqu'il constitue environ 28% de l'écorce terrestre. Cependant, l'arséniure de gallium offre des meilleures performances, mais restent beaucoup plus onéreux [4].

I.1.3.3 L'énergie solaire thermodynamique

Le solaire thermodynamique utilise le solaire thermique pour produire de l'électricité selon le même principe qu'une centrale électrique classique mais en utilisant des centrales héliothermoélectriques [7].

Trois principaux types de centrales sont utilisés [7] :

Les centrales à capteurs cylindro-paraboliques pour atteindre des températures entre 300 et 350 °C.

Les centrales à capteurs paraboliques permettant d'obtenir des températures de 1000°C ou plus.

Les centrales à tour pour atteindre 1000 °C.

I.1.4 Applications thermiques de l'énergie solaire

Bien que l'exploitation de l'énergie solaire s'intensifie depuis quelques années et que les technologies évoluent sans cesse, les principes et les phénomènes mis en cause sont très bien connus et font aujourd'hui l'objet de large consensus. Le rayonnement solaire a été le sujet de nombreuses études, recherches et discussions, on peut trouver des applications à basse température (chauffage de l'eau, climatisation des habitations, dessalement de l'eau, réfrigération solaire etc.) et des applications à température relativement plus élevée (cuiseurs et fours solaires) nécessitant par conséquent une concentration du rayonnement [8]. Sans être exhaustif on peut citer :

➤ **Chauffage des piscines**

C'est l'application la plus simple de l'énergie solaire thermique active. En fait, toute piscine ouverte est un capteur solaire. On peut aussi chauffer la piscine au moyen des capteurs solaires actifs fonctionnent à très basse température, qui parfois sont des capteurs nus. La piscine elle-même joue le rôle de l'accumulateur [8].

➤ **L'eau chaude solaire**

La production d'eau chaude sanitaire est actuellement l'application la plus répandue de l'énergie solaire thermique. L'installation classique comprend essentiellement un groupe de capteurs plans, une capacité de stockage et généralement un dispositif de régulation et une source d'appoint. La température de l'eau chaude sanitaire est en effet relativement réduite et les capteurs solaires plans conviennent bien à ce type de production d'eau chaude [4], [8].

➤ **Le chauffage solaire des habitations**

Le chauffage solaire du bâtiment fait appel à des capteurs à air ou à eau, mais avec des surfaces par logement plus grandes. La chaleur peut être distribuée par des radiateurs à eau chaude ou des planchers ou plafonds chauffants. L'utilisation de la chaleur solaire pour le chauffage du bâtiment demande le recours à une forme de stockage.

Il est possible de stocker de l'énergie sous forme d'eau chaude dans des réservoirs de plusieurs mètres cubes, ce système permet de s'affranchir en partie du caractère intermittent de l'énergie solaire [8].

➤ **La distillation solaire**

Le principe en est très simple. De l'eau saumâtre recouvre une surface de couleur sombre. Le rayonnement solaire chauffe cette eau qui s'évapore et vient se condenser sur une couverture transparente plus froide, en général une vitre. Le condensat glisse le long de la vitre inclinée puis est recueillie dans un réservoir en partie basse [4].

➤ **La réfrigération solaire**

Les besoins en froid dans les domaines alimentaires d'une part et la disponibilité des ressources thermiques d'origine solaire dans les pays en développement d'autre part, incitent les thermodynamiciens à étudier des systèmes de production frigorifiques à absorption, utilisant directement de l'énergie thermique. L'utilisation de capteurs solaires consiste à chauffer une solution ammoniacale concentrée. L'ammoniac qui s'en dégage se rend dans un condenseur où il se liquéfie sous sa propre pression, puis il passe dans un évaporateur où il se vaporise en empruntant de la chaleur au milieu à refroidir. La vapeur d'ammoniac est de nouveau absorbée dans l'eau et un nouveau cycle recommence [8].

➤ **La cuisinière solaire**

Le principe de la cuisinière solaire requiert une certaine concentration du rayonnement solaire puisqu'il est nécessaire d'atteindre des températures comprises entre 100 et 300°C. Des réflecteurs paraboliques constitués de plaques d'aluminium peuvent être utilisés, les aliments sont placés au foyer.

Le critère qui doit guider la mise au point de tels dispositifs, est bien sûr la recherche de cuisinières susceptibles d'être construites sur place, dans les pays pauvres et ensoleillés avec des matériaux à moindre coût [8].

➤ **Les fours solaires**

Dans les fours solaires on réalise une concentration importante du rayonnement, généralement obtenue au moyen de miroirs paraboliques, qui exigent une construction particulièrement soignée [5].

La température au foyer peut atteindre 3500 °C. Elle permet le traitement thermique de matières ultra-réfractaires, la fabrication de céramiques ultra-résistante à la chaleur, la fabrication de verres spéciaux, etc. C'est une technologie très coûteuse, réservée à des emplois spécifiques. Leur avantage réside dans l'obtention de produits de qualité nettement supérieure à celle obtenue au four électrique [8].

I.2 Utilisation de l'énergie solaire dans le chauffage de l'habitat

I.2.1 Historique du chauffage solaire

Historiquement, l'usage de l'énergie solaire afin de chauffer un fluide, ou un matériau est sans doute une des premières voies de l'utilisation du rayonnement solaire. Les premières réalisations notables datent du XVIII^e siècle par l'usage de capteurs à concentration de conception complexe et nécessitant un suivi de la course solaire. L'un des premiers fours solaires conçu par Lavoisier atteignait la température remarquable de 1750 °C et permettait la fusion des métaux courants. Le four comprenait une lentille de 1.32 m de diamètre. Durant le XIX^e siècle, de nombreuses tentatives de réalisation de four solaire visaient la production de vapeur pour alimenter des machines à vapeur pour une production d'énergie mécanique. En 1910, en Californie, Eneas, [9] installait un capteur de 10 m de diamètre pour la production d'énergie mécanique nécessaire à un dispositif de pompage.

Après la première guerre mondiale et durant cinquante années, de nombreux travaux ont été réalisés afin d'améliorer la conception des capteurs à concentration et ont abouti à deux familles technologiques distinctes : le système centralisé utilisant un champ d'héliostats, avec focalisation du rayonnement sur une tour, et les systèmes décentralisés (capteur parabolique,...)

Un autre domaine d'intérêt a été la production d'eau chaude pour des usages domestiques dont les premières réalisations ont été obtenues dans les années 1930. L'industrialisation des chauffe-eau solaires a commencé au début des années 1960 et s'est répandue très rapidement dans le monde entier. Le produit le plus courant consistait en capteurs plans fonctionnant en thermosiphon avec un absorbeur de 3 à 4 m², un ballon de stockage d'eau chaude de 150 à 180 l ainsi qu'un ballon de stockage d'eau froide, l'ensemble étant intégré sur un seul support de l'habitat. Aujourd'hui plus de 30 millions de m² de capteurs solaires sont installés dans le monde. Un autre type de chauffe-eau solaire est un système à convection forcée pour lequel les capteurs sont en toiture et le ballon de stockage dans une zone technique du bâtiment. Plus récemment, l'usage de l'eau chaude produite dans les capteurs solaires pour le chauffage des locaux se développe en Europe depuis une dizaine d'années. Cette application prometteuse repose sur le couplage de deux sources thermiques (solaire et appoint provenant d'une chaudière ou d'une pompe à chaleur) et l'usage d'émetteur thermique (plancher chauffant, par exemple) dans le bâtiment fonctionnant à bas niveau de température [9].

I.2.2 Principe du chauffage solaire

Si le système de chauffage nécessite des pièces mobiles (ventilateur, pompe, électrovanne...) il s'agira d'un système actif. Un tel système nécessite une énergie autre que solaire ; en général celle-ci est électrique vu sa souplesse d'utilisation. Quand la seule énergie utilisée est celle du soleil, cela sera un système passif.

Pour le chauffage d'habitation, le fluide caloporteur est soit l'air, soit l'eau.

L'air est utilisé principalement dans les systèmes passifs. On peut en effet se passer facilement d'énergie auxiliaire pour le mouvoir. L'air est chauffé par les capteurs puis envoyé directement dans les pièces d'habitation. Le stockage de l'énergie se fait alors par léchage d'un matériau solide (mur en béton, lit de pierres...). Il peut cependant être intéressant de recourir à des ventilateurs pour créer une circulation forcée ; les puissances mises en jeu sont toujours faibles, de l'ordre de celles nécessaires au fonctionnement d'une VMC (ventilation mécanique contrôlée).

L'utilisation de l'eau nécessite un échangeur. Son avantage réside dans le volume de stockage nécessaire, beaucoup plus faible qu'avec l'air. Dans ce cas on trouvera sur le circuit, une ou plusieurs pompes (circulateurs), des électrovannes, etc [4].

I.2.3 Le chauffage solaire de l'habitat

L'avenir du chauffage solaire dépend beaucoup des architectes, qui sont appelés de plus en plus à s'intéresser à ce système de chauffage selon le climat, la situation des bâtiments, leur orientation et leur destination.

Pour faire du chauffage solaire, on emploie actuellement des insolateurs plans, ou des «serres captantes» verticales en façades dans le cas particulier du chauffage par air chaud selon le procédé de F.Trombe et J.Michel.

D'une façon générale, le chauffage est à eau chaude ou à air chaud, les insolateurs étant disposés, selon les cas, sur la toiture ou sur la façade sud, ou même simplement près du sol à l'écart du bâtiment.

Il faut prévoir le stockage de chaleur. Celui-ci peut être fait dans des réservoirs d'eau chaude, ou dans des massifs de maçonnerie ou de pierres, mais l'addition de tels éléments est coûteuse à moins qu'elle ne soit prévue dans la construction. Les réservoirs d'eau chaude bien calorifugés ont des pertes thermiques relativement faibles et la température de l'eau ne baisse pas de plus de 3° à 4°C en 24 heures [5].

Les systèmes passifs de même que les systèmes actifs de chauffage comprennent essentiellement les parties suivantes :

Captation,
Stockage,
Restitution de l'énergie,
Contrôles.

La captation s'effectue généralement par des parois vitrées orientées au sud. Le stockage peut se faire soit par des parois à haute inertie spécialement conçues à cet effet ou par les éléments de la structure tels que murs, sol, etc.... La restitution ou distribution de l'énergie s'effectue directement à partir du stockage par convection naturelle. Le contrôle est assuré soit manuellement par l'occultation nocturne des surfaces de captation, soit par des effets d'ombre sur les murs capteurs pour minimiser la captation en été [7].

I.3 Les différents systèmes de chauffage solaire de l'habitat

Tous les types de bâtiments, qu'ils soient d'habitation ou tertiaire, nécessitent des systèmes de chauffage plus ou moins complexes pour maintenir, une ambiance confortable. Ces systèmes apportent, suivant les saisons, chaleur ou fraîcheur, avec plus ou moins d'efficacité (meilleure ambiance pour une moindre consommation). On distingue, suivant la nature du véhicule de chaleur, les chauffages à eau chaude ou à air chaud [5], [10].

I.3.1 Systèmes de chauffage solaire par circulation d'air chaud

Pour chauffer de l'air, on peut le faire circuler derrière des panneaux métalliques noirs, placés dans des châssis vitrés installés sur le toit ou la terrasse d'un bâtiment, puis on peut faire du chauffage par air pulsé en faisant circuler l'air chaud dans des canalisations [5].

Plusieurs études aussi bien expérimentales que numériques ont été réalisées pour améliorer ce type de chauffage solaire d'habitat, on trouve principalement :

I.3.1.1 Le procédé du professeur Trombe

En France, les études du professeur Félix Trombe ont abouti à la mise au point d'un procédé de chauffage des maisons par air chaud, le chauffage de nuit étant assuré par récupération de la chaleur accumulée pendant la journée dans les murs constituant une masse thermique [5].

Ce système passif est probablement celui qui est actuellement le plus utilisé. Le principe de fonctionnement très simple, consiste en un flux solaire traversant la (ou les) vitres, est absorbé par une paroi verticale qui peut faire partie des éléments de structure du bâtiment. L'échauffement de l'air en contact avec cette paroi déclenche une circulation naturelle. L'air du bas de l'espace est alors admis par des ouvertures dans la partie inférieure du mur et revient à la salle par des ouvertures dans la partie haute, (figure I.1) [7].

Ce système de chauffage peut continuer à fonctionner après la coucher du soleil, grâce au stockage partiel de la chaleur reçue par le mur [5].

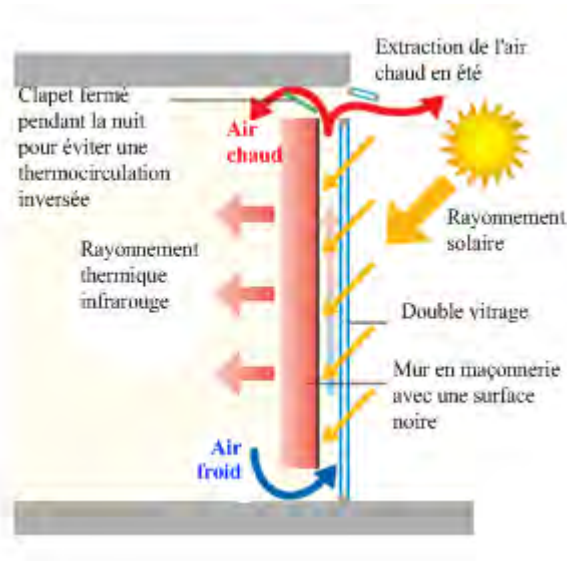


Figure I.1 : Principe du mur trombe

I.3.1.2 Le procédé de Barra-Costantini (B-C)

À la suite des études menées par O.A.Barra et T. Costantini, un autre dispositif a été mis au point. Contrairement à beaucoup de systèmes de chauffage solaire qui peuvent produire un mauvais confort thermique à l'intérieur des locaux à chauffer, ce système a l'avantage d'être un régulateur naturel en emmagasinant la chaleur le jour pour la restituer le soir [11].

Le système Barra– Costantini (figure I.2) est basé sur les techniques d'un capteur à air avec mise en place d'un absorbeur entre un mur et un vitrage de manière à profiter d'une double circulation naturelle. Durant les journées d'hiver, l'air de part et d'autre de l'absorbeur se chauffe, remonte naturellement et pénètre dans des canaux situés dans le plafond. Une partie de la chaleur est absorbée par ce dernier puis restituée après un certain temps, alors que la seconde partie est directement injectée sous forme d'air chaud, participant ainsi à un chauffage instantané du local.

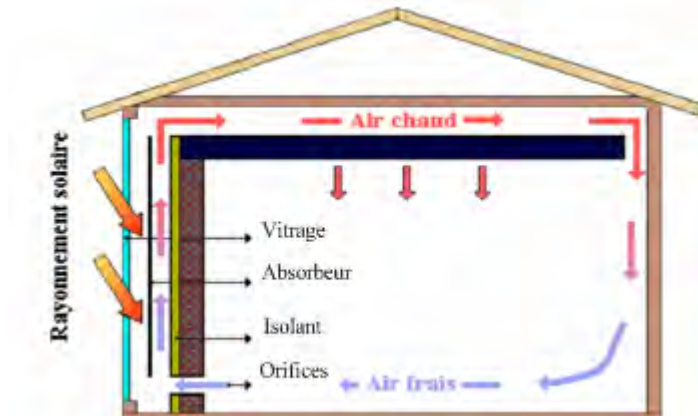


Figure I.2 : Système Barra-Costantini (B-C)

I.3.2 Systèmes de chauffage solaire par circulation d'eau chaude

Il existe essentiellement deux dispositifs courant de chauffage solaire par circulation d'eau chaude, les chauffe-eau solaires individuels (CESI) auxquels on peut raccrocher les chauffe-eau solaires collectifs et les systèmes solaires combinés (SSC) pour le chauffage des locaux [9].

I.3.2.1 Les chauffe-eau solaires individuels et collectifs

On trouve principalement deux sortes d'installations, le système à thermosiphon (ou direct) et le système à circulation forcée.

I.3.2.1.1 Système direct

Dans ce système, c'est l'eau chaude sanitaire (ECS) qui circule elle-même dans le capteur, cette circulation s'effectue par thermosiphon. L'eau en passant dans le capteur s'échauffe, crée une dépression qui aspire l'eau la plus dense qui entre dans le capteur. Il faut veiller cependant à ce que la perte de charge du circuit ne soit pas trop importante (figure I.3).

Ce système impose d'installer le ballon de stockage plus haut que le capteur. Celui-ci étant souvent placé en toiture, le ballon de stockage devient le point le plus haut de l'habitation ce qui n'est pas nécessairement recherché. Cette contrainte peut en effet être inacceptable pour des raisons esthétiques.

Pour éviter les pertes thermiques en ligne, il faut veiller à réduire les distances séparant les différents organes. Une bonne isolation thermique des canalisations est recommandée.

Par ailleurs, il est nécessaire de prévoir un vase d'expansion pour encaisser les variations de volume de l'eau du circuit avec la température [4].

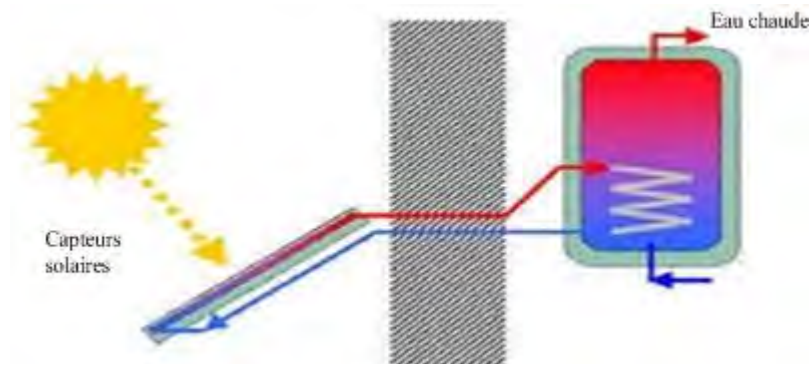


Figure I.3 : Système à thermosiphon

I.3.2.1.2 Système à circulation forcée

Dans ce système, l'eau qui circule dans le capteur est différente de l'eau chaude sanitaire. On peut donc traiter le fluide caloporteur avec un antigel, un anti corrosif, un antifongique, etc. En contrepartie, un échangeur de chaleur est nécessaire (figure I.4).

Un avantage de ce système est la possibilité d'obtenir dans le ballon de stockage une stratification des couches d'eau à températures différentes.

Si une énergie d'appoint s'avère nécessaire, elle devra être apportée en partie haute du stockage. On peut installer ou utiliser une chaudière déjà existante en la plaçant en aval de l'installation solaire. Elle permettra d'élever la température de l'eau chaude du ballon selon les besoins [4].

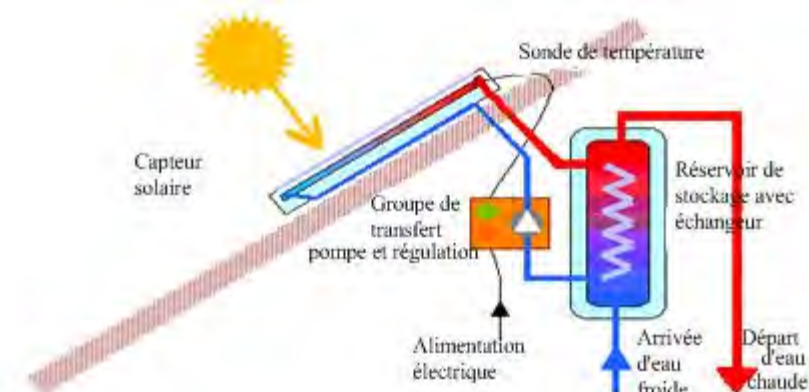


Figure I.4 : Système à circulation forcée

I.3.2.2 Les systèmes solaires combinés pour le chauffage d'habitat

Les installations solaires qui fournissent à la fois de l'eau chaude sanitaire et une partie du chauffage sont généralement appelées des 'combi-systèmes' ou SSC (systèmes solaires combinés). Ce type de chauffage est le plus souvent associé au plancher chauffant basse température. L'installation peut fournir l'ensemble des besoins en eau chaude sanitaire en période estivale et permet le préchauffage de l'eau en hiver, ce qui réduit la consommation d'énergie. Le complément de chaleur est apporté par un système d'appoint, suivant les saisons [12].

- On distingue deux types de système solaire combiné (SSC) :

I.3.2.2.1 Le système solaire combiné (SSC) avec stockage de l'eau de chauffage en ballon

Ce système est basé sur le stockage de l'eau chaude solaire dans un réservoir afin de restituer la chaleur tout au long la journée. Le fluide caloporteur chauffe l'eau du réservoir et repart vers les capteurs. L'eau du réservoir sert pour alimenter le système de chauffage. L'eau chaude sanitaire est produite dans un ballon immergé ou par un échangeur de chaleur (figure I.5), [12].

Il est constitué essentiellement de quatre éléments :

- Des capteurs solaires, qui transforment l'énergie solaire en chaleur, souvent disposés en toiture.
- D'un ballon de stockage, qui gère le chauffage du bâtiment et la production d'eau chaude sanitaire.
- Une chaudière raccordée au réservoir pour compléter le chauffage, si besoin.
- Un ensemble de régulation.



Figure I.5 : Schéma de fonctionnement d'un SSC

I.3.2.2.2 Le plancher solaire direct

Le Plancher Solaire Direct (PSD), désigne le type de système solaire combiné le plus répandu à ce jour.

En effet, le fluide caloporteur, (constitué la plupart du temps, d'un mélange d'eau et antigel), chauffé par les capteurs solaires circule directement dans un plancher sans passer par un réservoir de stockage. La masse de béton de sol assure les fonctions de stockage de l'énergie et de déphasage de sa restitution dans le volume chauffé. Un circuit de dérivation permet de produire l'eau chaude sanitaire (figure I.5) [10], [12], [13].

Le PSD, dans son principe, offre des atouts décisifs que nous rappelons brièvement [10] :

Stockage thermique de l'énergie solaire dans le plancher en béton, intérieur au volume habitable,

Inertie thermique importante,

Régulation simplifiée, généralement réduite à un thermostat différentiel contrôlant un circulateur unique,

Confort basse température, uniformité de température et de l'air ambiant (avantages des planchers chauffants).

Economie d'investissement importante.

Gain d'espace et suppression possible des radiateurs muraux.



Figure I.6 : Schéma de fonctionnement d'un PSD

Chapitre II

Les capteurs solaires

Un aperçu sur les différentes techniques de captation, ainsi qu'une présentation des différents composants d'un capteur solaire plan, font l'objet de ce chapitre.

II.1 Principe

Les capteurs thermosolaires ont pour fonction de transformer, avec le meilleur rendement possible, l'énergie électromagnétique du rayonnement solaire en énergie thermique, à un niveau de température convenable pour l'utilisateur, et à transmettre cette chaleur au fluide caloporteur. Dans ce but, l'énergie solaire est absorbée par un corps, l'absorbeur, dans lequel circule le fluide caloporteur.

Autour de l'absorbeur, divers dispositifs sont placés pour diminuer les pertes de chaleur qui ne seraient pas transmises au fluide et pour augmenter le niveau de température.

On peut distinguer plusieurs grandes catégories de capteurs solaires :

Selon le fluide caloporteur : les capteurs à eau, à air, à huile, à ébullition.

Suivant la géométrie du capteur : les capteurs plans ou à concentration. Les premiers permettent d'atteindre des températures moyennes mais captent la totalité du flux solaire, alors que les seconds conduisent à de hautes températures mais ne captent que le rayonnement solaire direct [14].

La chaleur produite par les capteurs peut ensuite être utilisée pour [15] :

Chauffer les locaux et fournir l'eau chaude sanitaire.

Activer la croissance des végétaux.

Sécher les grains et les fourrages

Faire fonctionner des moteurs thermiques

Alimenter des machines de réfrigération.

Le procédé de captage est simple. Il consiste à utiliser des surfaces réceptrices capables d'absorber la majeure partie du rayonnement incident (coefficient d'absorption élevé, voisin de 1) et d'en réfléchir le moins possible.

Les surfaces sont généralement mates de couleur foncée (noires de préférence), et sont capables d'absorber plus de 90% du rayonnement incident. L'énergie étant ainsi captée, il faut la transporter jusqu'à l'utilisation, au moyen d'un fluide caloporteur qui est en général de l'eau (ou antigel) ou de l'air [2].

II.2 Les différentes techniques de captation

On peut capter directement le rayonnement solaire au moyen de panneaux solaires plans réceptifs, convenablement équipés et dénommés insolateurs, ou au moyen de miroirs ou de lentilles, qui modifient la direction des rayons solaires et généralement les concentrent avant la conversion en énergie utilisable, (captation indirecte).

Les appareils de captation sont fixes (comme le sont généralement les insolateurs plans), ou orientables (comme c'est le cas des miroirs ou des lentilles solaires), l'orientation étant généralement assurée par un dispositif automatique. On peut aussi utiliser des appareils semi fixes, qu'on oriente de façon discontinue selon la direction du rayonnement incident [5].

II.2.1 Capteur solaire plan

Il existe différents types de capteurs solaires plans pour chauffer les liquides. Leur choix dépend généralement de la température désirée, et des conditions climatiques pendant la période d'utilisation du système. Les technologies les plus courantes sont : les capteurs à liquide plans sans vitrage et les capteurs à liquide plans vitrés.

II.2.1.1 Capteur solaire plan sans vitrage

Généralement ils sont constitués de plastique polymère, aucun revêtement sélectif, pas de cadre ni d'isolation en arrière. Ils sont posés sur un toit ou sur un support en bois. Ces capteurs de faible coût présentent néanmoins des pertes thermiques vers l'environnement qui augmentent rapidement avec la température de l'eau, (particulièrement dans les endroits venteux). Les capteurs sans vitrage sont couramment utilisés pour des applications demandant une fourniture d'énergie à basse température (piscines, eau d'appoint en pisciculture, chaleur industrielle, etc.); dans les climats froids, ils sont habituellement utilisés exclusivement durant l'été à cause de leurs pertes thermiques élevées (figure II.1) [9].



Figure II.1 : Capteur solaire sans vitrage

II.2.1.2 Capteur solaire plan vitré

Les capteurs à liquide avec vitrage comprennent une plaque absorbante noire munie d'un revêtement sélectif fixée dans un cadre entre un vitrage simple ou double et un panneau isolant arrière (figure II.2). L'énergie solaire est ainsi emprisonnée dans le capteur (effet de serre).

Ces capteurs sont couramment utilisés pour des applications à températures modérées (chauffage de l'eau sanitaire, chauffage de locaux, chauffage de piscines intérieures ouvertes toute l'année et chauffage pour procédés industriels) [9].

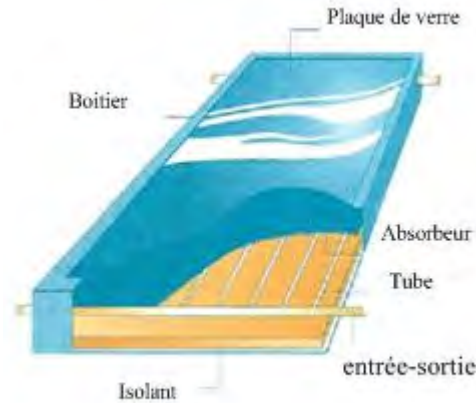


Figure II.2 : Capteur solaire plan vitré

II.2.2 Capteur solaire à tube sous vide

Un capteur solaire "sous vide" (figure II.3) est composé d'une série de tubes transparents en verre de 5 à 15 cm de diamètre. Dans chaque tube il y a un absorbeur pour capter le rayonnement solaire et un échangeur pour permettre le transfert de l'énergie thermique. Les tubes sont mis sous vide pour éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur, celui-ci reçoit un traitement sélectif pour empêcher le rayonnement. Ainsi, on peut réaliser des capteurs solaires performants sans une isolation thermique ou un coffre de protection. La fabrication des tubes et l'assemblage des capteurs sont simplifiés, car il n'y a pas de soudures verre-métal. Par contre, les tubes thermos sont particulièrement fragiles au point de liaison avec le collecteur, où les parties extérieure et intérieure de chaque tube se rejoignent. En général, la pression dans l'espace vide est inférieure à 1Pa. Ainsi, les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur sont quasiment éliminées. Ces capteurs peuvent atteindre des températures élevées et les tubes sont inclinables, ce qui permet une utilisation en façade ou sur une toiture insuffisamment inclinée pour utiliser des capteurs plans. On note d'autres avantages par rapport aux capteurs plans notamment [13] :

- Des températures de fonctionnement plus élevées.
- Des déperditions réduites grâce à une excellente isolation thermique.



Figure II.3 : Capteur solaire à tubes sous vide

II.2.3 Capteurs à concentration

Les capteurs plans ne permettent pas, en général, de dépasser 130°C au niveau de la surface absorbante. Cette température peu élevée constitue une limite au rendement thermodynamique des systèmes qui les utilisent. Il faut une surface de 50 m^2 par KW, et ces capteurs ne sont donc pas adaptés à la production de forte puissance. Pour augmenter le rendement, il faut élever la température de la source chaude et, par conséquent, concentrer le rayonnement solaire en acceptant de perdre le bénéfice du rayonnement diffus non concentrable parce que n'ayant pas de direction privilégiée [16].

Les trois systèmes à concentration les plus importants pour l'application à grande échelle de l'énergie solaire sont :

II.2.3.1 Concentrateurs cylindro-paraboliques

Les réflecteurs cylindro-paraboliques sont des systèmes en forme de « U » (figure II.4). Ils concentrent les rayons du soleil sur un tube récepteur situé le long de la ligne focale du réflecteur [17]. Parfois un tube en verre transparent entoure le tube récepteur afin de réduire les pertes de chaleur. Ces concentrateurs utilisent souvent un système de pointeur solaire à simple ou à double axe. Les températures du récepteur peuvent atteindre 400°C .



Figure II.4 : Concentrateur cylindro-parabolique

II.2.3.2 Concentrateurs paraboliques

Ces capteurs utilisent des surfaces réfléchissantes paraboliques pour concentrer les rayons solaires dans le foyer où se trouve le récepteur (absorbeur) (figure II.5). Naturellement ces concentrateurs doivent suivre le mouvement du soleil. Les systèmes à réflecteur parabolique peuvent atteindre des températures plus élevées (jusqu'à 1500°C) sur le récepteur [18].



Figure II.5 : Concentrateur parabolique

II.2.3.3 Système de centrale à tour (héliostat)

Un héliostat utilise un ensemble de pointeurs solaires à double axe qui dirige l'énergie du soleil vers un grand absorbeur situé dans une tour. Ces capteurs possèdent un ensemble de grands miroirs qui suit le mouvement du soleil. Les miroirs concentrent les rayons du soleil sur le récepteur en haut de la grande tour. Un ordinateur garde les miroirs alignés afin que les rayons du soleil, qui sont réfléchis, visent toujours le récepteur, où la température peut dépasser 1000°C (figure II.6) [19].



Figure II.6 : Système de centrale à tour

II.3 Constituants d'un capteur solaire plan

Ce type de capteur se présente sous forme de caisson de différentes dimensions ou sous forme d'éléments séparés à intégrer directement dans l'architecture des bâtiments. Il est

constitué essentiellement d'une couverture transparente, d'un absorbeur, d'un fluide caloporteur, d'une isolation thermique et d'un coffre (figure II.7).

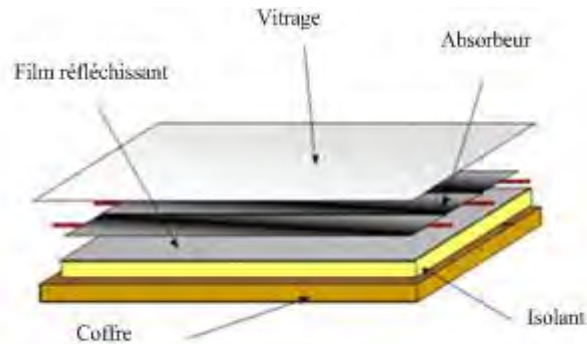


Figure II.7 : Capteur solaire plan

II.3.1 L'absorbeur

Il a pour fonction d'absorber le rayonnement solaire incident, de le convertir en chaleur et de transmettre celle-ci à un fluide caloporteur, tout en minimisant les pertes. En général, l'absorbeur n'est qu'une plaque plane en métal dont la couche superficielle donnant sur le soleil, doit avoir un coefficient d'absorption le plus élevé possible (de l'ordre de 0,95). Seules les couleurs foncées permettent d'obtenir des valeurs aussi élevées, l'idéal étant le noir.

Pour limiter les pertes par réémission de rayonnement infrarouge, il importe que l'absorbeur possède aussi la propriété d'émissivité superficielle la plus faible possible (valeur inférieure à 0,15). Dans ce cas, l'absorbeur sera qualifié de sélectif. La surface sélective a pour rôle justement, une fois le rayonnement solaire absorbé de transformer la bande du visible en infrarouge [18]. Il importe que la plaque soit métallique car seuls les métaux ont de bons coefficients de conduction de la chaleur (tableau II.1).

Métal	Conductivité thermique (W /m. K)	Chaleur massique (J/Kg. K)	Masse Volumique (Kg/m ³)	Diffusivité (10 ⁻⁶ m ² /s)
cuivre	384	398	8900	108
Acier inoxydable	14	460	7800	4
Aluminium	204	879	2700	86

Tableau II.1 : Caractéristiques thermo-physiques de quelques matériaux métalliques

L'absorbeur ne doit pas être trop mince. En pratique, on emploie généralement une feuille de cuivre ou d'aluminium de 0.2 mm d'épaisseur avec des variantes de 0.15 à 0.3 mm.

Les canaux contenant le fluide caloporteur ne doivent pas être trop espacés ; ainsi, la transmission de la chaleur de l'absorbeur vers le fluide caloporteur se fait plus efficacement. Dans la pratique, on choisit généralement un intervalle de 100 à 120 mm entre les tubes. Cela représente un compromis entre une évacuation optimale de la chaleur, une faible inertie thermique et une utilisation réduite des métaux tout en préservant des coûts de fabrication bas.

Il est fortement nécessaire d'assurer un bon contact entre les feuilles de l'absorbeur et les tubes du fluide caloporteur afin de réduire le plus possible la résistance thermique de contact [7].

II.3.2 Le fluide caloporteur

Le fluide caloporteur a pour mission de transporter la chaleur de la source à l'utilisation. Le fluide idéal devrait avoir les propriétés suivantes :

Etre assez fluide pour diminuer les pertes de charge ;

Avoir une grande capacité thermique par unité de volume, pour transporter la chaleur avec le plus petit débit possible ;

Ne pas être corrosif pour les différentes parties du circuit ;

Supporter les températures limites dans le système -25 à 140 °C pour les capteurs solaires plans, 0 à 110 °C dans les installations de chauffage ;

Ne pas porter atteinte à l'environnement en cas de fuites ;

Etre disponible à un prix abordable.

Le fluide le plus utilisé dans les installations de chauffage est l'eau. Ce fluide, à une grande capacité thermique, est à bon marché et ne nuit pas à l'environnement.

Néanmoins, l'eau peut être corrosive pour certains matériaux (fer, aluminium, par exemple), gèle à 0°C et bout à 100°C à la pression d'un bar et à 140°C à 4 bars. On est ainsi amené à y ajouter de l'éthylène-glycol (ou du propylène-glycol moins toxique) pour abaisser le point de congélation et augmenter le point d'ébullition. Cette addition augmente la viscosité, diminue la capacité thermique, augmente la toxicité et nécessite l'adjonction de passivateur pour diminuer l'agressivité corrosive.

Les passivateurs sont sensibles à la température et peuvent se décomposer. Il convient donc d'analyser périodiquement le fluide pour vérifier sa teneur en agents passivants, surtout si la température d'utilisation est élevée, et de compléter au besoin [14].

Par rapport à l'eau, l'air a les avantages suivants [1] :

Pas de problème de gel l'hiver ou d'ébullition l'été.

Pas de problème de corrosion (l'air sec).

Toute fuite est sans conséquence.

Il n'est pas nécessaire d'utiliser un échangeur de chaleur pour le chauffage des locaux.

Le système à mettre en œuvre est plus simple et plus fiable.

Cependant il présente certains inconvénients, à savoir :

L'air ne peut servir qu'au chauffage des locaux ou pour le séchage solaire.

Le produit masse volumique - capacité calorifique, est faible ($\rho \cdot C_p = 1225 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$) pour l'air contre $4.2 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$ pour l'eau.

Les conduites doivent avoir une forte section pour laisser passer un débit suffisant.

II.3.3 La couverture transparente

La couverture est la surface à travers laquelle le rayonnement solaire non concentré est admis dans le capteur. On ne peut utiliser que des matériaux transparents. L'intérêt d'une couverture transparente habituelle pour le rayonnement solaire est d'autant plus grand que la température de fonctionnement du convertisseur est élevée. C'est donc pour des températures dépassant 70°C qu'on peut envisager d'installer un double vitrage afin d'accroître le rendement. Les couvertures transparentes habituelles sont pour la plupart en verre en simple ou double vitrage, trempé ou non, armé ou non, mais on peut trouver aussi des produits plastiques de synthèse ayant la propriété de réaliser l'effet de serre tel que le polycarbonate, le polyméthacrylate ou bien le polyester armé. Le tableau II.2 fournit quelques indications sur ces matériaux.

Matériau	Facteur de transmission solaire (%)	Masse volumique (Kg /m ³)	Chaleur massique (J/Kg. k)	Conductivité thermique (W/m.K)	Dilatation thermique (K ⁻¹)
Verre	85-92	2700	840	0.93	0.9.10 ⁻⁵
Polycarbonate	82-89	1200	1260	0.2	6.6.10 ⁻⁵
Polyméthacrylate	89-92	1200	1460	0.2	7 .10 ⁻⁵
Polyester armé	77-90	1400	1050	0.21	3.5. 10 ⁻⁵
Polythéréphalate éthylène	84	1.38	1170	0.25	7. 10 ⁻⁵
Polyfluoroéthylène opoyléne	97	2.15	1170	0.25	10 ⁻⁴
Polyflurure vinyle	93	1.50	1380	0.12	4. 10 ⁻⁵

Tableau II.2 : Propriétés de quelques surfaces transparentes au rayonnement solaire mais opaques au rayonnement infrarouge

Soit un capteur exposé au rayonnement solaire, sa couverture est transparente au rayonnement visible mais opaque aux rayonnements U.V et I.R. A la surface de la terre, le rayonnement solaire est composé de 42% de rayonnement visible qui va être transmis à l'absorbeur lequel en chauffant va réémettre du rayonnement I.R pour lequel la transmissivité de la vitre est faible, ne pouvant ainsi s'échapper et qui sera en partie absorbé par la vitre qui s'échauffe et en partie réfléchi vers la plaque qui elle-même s'échauffe [4], [20].

II.3.4 L'isolant thermique

Limiter les pertes par transmission vers l'extérieur du capteur est primordial si on cherche à optimiser les performances de ce dernier. Pour minimiser ces pertes calorifiques du système, il faut isoler ses parois. Vers l'avant c'est le plus souvent une lame d'air qui fait office d'isolant, son épaisseur ne doit pas être trop importante pour limiter les transferts par convection. On choisira une distance comprise entre 2 et 3 cm.

Nombreux sont les produits isolants qui peuvent convenir pour l'isolation arrière et latérale. On place une ou plusieurs couches d'isolant du type, laine de verre, polystyrène, mousse de polyuréthane, etc.

Le tableau II.3 donne les caractéristiques de différents matériaux pouvant servir d'isolant [4].

Métal	Conductivité thermique (W/m. K)	Chaleur massique (J/Kg. K)	Masse volumique (Kg/m ³)	Diffusivité (10 ⁻⁷ m ² /s)
Mousse de polyuréthane	0.029	1600	30	6
Laine de verre	0.036	840	40	10.7
Polystyrène expansé	0.040	1500	20	13.3
Laine de roche	0.040	840	40	11.9

Tableau II.3 : Caractéristiques thermo-physiques de quelques matériaux isolants

II.3.5 Le coffre

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

II.4 Principaux paramètres d'un capteur solaire plan

Le fonctionnement d'un capteur solaire est caractérisé par de nombreux paramètres dont les plus importants sont [20] :

Le rendement

Le rendement d'un capteur est le rapport entre l'énergie extraite par le fluide caloporteur pendant un intervalle de temps donné et le produit de l'irradiation solaire pendant le même intervalle de temps, sur le capteur par sa superficie, dans les conditions de l'état stationnaire.

La superficie

La superficie d'entrée est l'aire maximale de la section droite du rayonnement pouvant atteindre le volume contenant l'absorbeur, directement ou par réflexion.

La stagnation

La stagnation est l'état d'un capteur ou d'un système sans circulation du fluide caloporteur. La température de stagnation se réfère généralement à la température du fluide

caloporteur sans circulation où les déperditions thermiques sont égales au flux du rayonnement solaire incident.

Orientation et inclinaison

Les capteurs solaires sont orientés et inclinés suivant l'utilité que l'on désire donner au système. En général, l'orientation des capteurs dans l'hémisphère nord doit être plein sud, car le soleil suit chaque jour une trajectoire apparente Est-sud-ouest, à l'opposé dans l'hémisphère sud où l'orientation doit être vers le nord [20].

Beaucoup d'études ont été menées pour déterminer ou du moins estimer, le meilleur angle de l'inclinaison des capteurs solaires. En pratique, la règle générale pour une utilisation annuelle est $\varphi + 10^\circ$, tel que φ est la latitude du lieu, alors que certains chercheurs suggèrent deux valeurs pour l'angle optimal de l'inclinaison, un pour l'été ($\varphi - 20^\circ$) et l'autre pour l'hiver ($\varphi + 20^\circ$). Des programmes informatiques ont été utilisés et les résultats ont montré que l'angle optimum de l'inclinaison est presque égal à la latitude du lieu.

Chapitre III

Etude théorique du plancher solaire direct

Cette partie du mémoire est consacrée à l'étude théorique d'un plancher chauffant couplé avec un système de préchauffage (capteur solaire plan), nous établirons le bilan thermique au niveau de chaque partie du plancher chauffant et du capteur solaire plan.

Afin de déterminer les caractéristiques optimales de notre installation, une attention particulière sera portée aux paramètres qui peuvent influencer le fonctionnement de notre système.

III.1 Le capteur solaire plan

III.1.1 Fonctionnement

Le principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan peut être résumé comme suit:

Le rayonnement solaire traverse la vitre et arrive sur l'absorbeur muni d'une surface sélective où il est converti en chaleur à sa surface. Le fluide caloporteur qui circule dans l'absorbeur conduit la chaleur captée vers un échangeur de chaleur, à partir duquel elle est transmise au consommateur (figure III.1) [21].

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

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

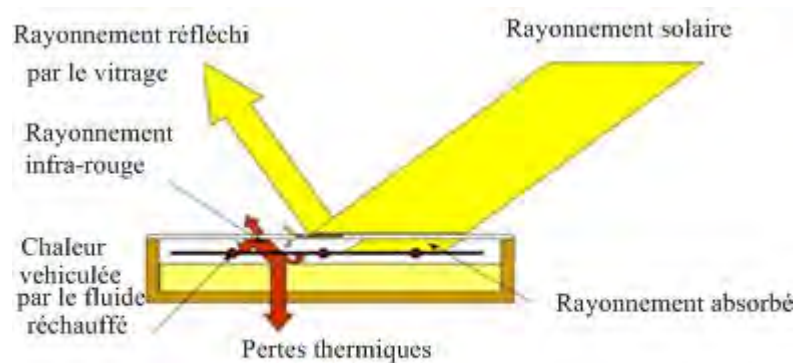


Figure III.1 : Principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan

III.1.2 Les différents échanges thermiques

III.1.2.1 Echange par conduction

C'est un phénomène naturel grâce auquel la chaleur traverse la matière par excitation thermique des molécules.

La densité du flux thermique à travers une surface élémentaire « ds », est liée au gradient de température, (loi de Fourier) [22].

$$\theta_c = -\lambda \text{ grad } (T) \quad (\text{III. 1})$$

Où :

θ_c : Flux de chaleur transmis par conduction.

λ : Conductivité thermique du milieu.

La puissance qui traverse une surface "S" est alors donnée par :

$$\theta_c (w) = \frac{\lambda \cdot S \cdot (T_1 - T_2)}{e} = h_c \cdot S \cdot (T_1 - T_2) \quad (\text{III. 2})$$

$$h_c = \frac{\lambda}{e} \quad (\text{III. 3})$$

Si l'épaisseur « e » de la paroi est négligeable par rapport aux autres dimensions on ne tiendra pas compte des effets de bord, et l'échange thermique se fait dans une direction normale à la surface des parois.

Dans le cas de plusieurs parois superposées, on peut écrire :

$$h_c = \frac{1}{\sum_i \frac{e_i}{\lambda_i}} \quad (\text{III. 4})$$

Où :

h_c : Coefficient de transfert thermique par conduction.

Les échanges par conduction existent principalement entre :

Les deux faces de la vitre du capteur à simple vitrage (h_{cv}).

Les faces supérieure et inférieure de l'isolant (h_{ci}).

La plaque d'absorbeur et le tube (h_{cpt}).

Le tube et l'isolant (h_{cit}).

III.1.2.2 Echange par rayonnement

Le rayonnement ne nécessite pas l'existence d'un support matériel. Il se propage dans l'espace, comme dans tout type de milieu.

La loi fondamentale du rayonnement est celle de Stephan-Boltzmann [7], [22] :

$$q_r = \varepsilon \times \sigma \times T^4 \quad (\text{III. 5})$$

Avec :

q_r : Densité de flux de chaleur émis par le corps.

ε : Emissivité thermique du matériau.

ζ : Constante de Stefan-Boltzmann évaluée à $5,6 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$.

T : Température absolue du corps.

Dans un capteur solaire plan, on s'intéresse principalement aux échanges radiatifs qui existent entre :

La vitre et le ciel (h_{rvc}).

La vitre et la plaque chauffante (h_{rpv}).

L'isolant et le sol (h_{ris}).

III.1.2.2.a Détermination du coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la vitre et le ciel

Il est donné par la relation :

$$h_{rvc} = \zeta \cdot \varepsilon_v \cdot (T_c + T_{ve}) \cdot (T_c^2 + T_{ve}^2) \quad (\text{III. 6})$$

Où :

$$T_c = 0.0552 \cdot (T_a)^{1.5} \quad (\text{III. 7})$$

Avec :

ε_v : Emissivité de la vitre.

T_a : Température ambiante.

T_c : Température du ciel.

T_{ve} : Température de la face extérieure de la vitre.

III.1.2.2.b Détermination du coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la vitre et la plaque chauffante

$$h_{rpv} = \frac{\zeta \cdot (T_{vi} + T_p) \cdot (T_{vi}^2 + T_p^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} \quad (\text{III. 8})$$

Où :

ε_p : Emissivité de la plaque chauffante.

T_{vi} : Température de la face intérieure de la vitre.

T_p : Température de la plaque chauffante.

III.1.2.2.c Détermination du coefficient de transfert thermique par rayonnement entre l'isolant et le sol

$$h_{ris} = \zeta \cdot \varepsilon_i \cdot (T_{ie} + T_{sol}) \cdot (T_{ie}^2 + T_{sol}^2) \quad (\text{III. 9})$$

Où :

ε_i : Emissivité de l'isolant.

T_{ie} : Température de la face extérieure de l'isolant.

T_{sol} : Température du sol.

III.1.2.3 Echange par convection

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [23] :

$$\theta_v = h_v \cdot S \cdot (T_m - T_\infty) \quad (\text{III. 10})$$

Avec :

θ_v : Flux de chaleur transmis par convection.

h_v : Coefficient de transfert de chaleur par convection.

T_m : Température de surface du solide.

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide.

S : Aire de la surface de contact solide/fluide.

On distingue deux types de convection :

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

La convection naturelle : le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par des différences de température au sein du fluide, (thermocirculation).

Dans un capteur plan les échanges par convection interviennent entre :

La vitre et l'ambiance (h_{vva}).

La vitre et la plaque (h_{vvp}).

Le tube et le fluide (h_{vtf}).

Le fluide et l'isolant (h_{vif}).

L'isolant et l'ambiance (h_{via}).

III.1.2.3.a Détermination du coefficient d'échange par convection entre la vitre(ou l'isolant) et l'ambiance

Pour déterminer le coefficient d'échange convectif entre la vitre (ou l'isolant) et l'ambiance, nous pouvons utiliser la corrélation de Mc Adams [24] :

$$h_{vv} = 5.7 + 3.8v_v \quad (\text{III. 11})$$

v_v : Vitesse du vent.

III.1.2.3.b Détermination du coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'absorbeur

L'échange de chaleur par convection entre la vitre et l'absorbeur est donné par la relation :

$$h_{vvp} = \frac{Nu \cdot \lambda_{air}}{b} \quad (\text{III. 13})$$

Nu est calculé par la corrélation de **Hollands et al** [25] :

$$\text{Nu} = 1 + 1.44 \left(1 - \frac{1708}{\text{Ra} \cdot \cos \beta}\right) \left(1 - \frac{(\sin 1.8\beta)^{1.6} 1708}{\text{Ra} \cdot \cos \beta}\right) + \left(\left(\frac{\text{Ra} \cdot \cos \beta}{5830}\right)^{0.666} - 1\right) \quad (\text{III. 12})$$

Avec :

β : Angle d'inclinaison du capteur ($0^\circ < \beta < 75^\circ$).

Nu : Nombre de Nusselt.

λ_{air} : Conductivité thermique de l'air.

b : Distance entre la vitre et l'absorbeur.

Ra : Nombre de Rayleigh.

Les nombres adimensionnels (les nombres de Reynolds, de Graschoff, de Prandtl et de Nusselt), sont présentés dans l'annexe B.

III.1.2.3.c Détermination du coefficient d'échange par convection entre le tube (ou l'isolant) et le fluide caloporteur

L'échange de chaleur entre le tube (ou l'isolant) et l'eau se fait par convection forcée. Pour les conduites circulaires, on peut utiliser des corrélations, en tenant compte des nombres adimensionnels suivants [24] :

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (\text{III. 14})$$

$$\text{G}_z = \text{Re} \times \text{Pr} \times \frac{D}{L} \quad (\text{III. 15})$$

$$\text{St} = \frac{\text{Nu}}{\text{Re} \times \text{Pr}} \quad (\text{III. 16})$$

Re : Nombre de Reynolds.

G_z : Nombre de Graetz.

St : Nombre de Stanton.

ρ : Masse volumique.

v : Vitesse moyenne du fluide.

D : Diamètre du conduit.

μ : Viscosité dynamique.

ν : Viscosité cinématique.

L : Longueur du conduit.

- Dans le cas d'un écoulement laminaire : ($Re < 2100$)

Pour $Gz < 100$:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.085 \cdot Gz}{1 + 0.047 \cdot Gz^{2/3}} \cdot \left[\frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} \quad \text{(Haussen)} \quad \text{(III. 17)}$$

Pour $Gz > 100$:

$$Nu = 1.86 \cdot Gz^{1/3} \cdot \left[\frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} + 0.87 \cdot (1 + 0.015 \cdot Gz^{1/3}) \quad \text{(Sieder – Tate)} \quad \text{(III. 18)}$$

- Dans la zone de transition ou : ($2100 < Re < 10000$)

$$Nu = 0.116 \cdot (Re^{2/3} - 125) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right) \cdot \left[\frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} \quad \text{(Haussen)} \quad \text{(III. 19)}$$

- Dans le cas d'un écoulement turbulent : $Re > 10000$

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[\frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} \quad \text{(Sieder – Tate)} \quad \text{(III. 20)}$$

Avec :

μ_f : Viscosité dynamique de l'eau à la température considérée.

μ_p : Viscosité dynamique de l'eau au niveau de la paroi à la température considérée.

Alors :

$$h_{vft} = \frac{Nu \cdot \lambda_t}{\delta_t} \quad \text{(III. 21)}$$

$$h_{vfi} = \frac{Nu \cdot \lambda_i}{\delta_i} \quad \text{(III. 22)}$$

δ_t et δ_i étant respectivement les épaisseurs du tube et de l'isolant.

III.1.3 Les puissances absorbées

III.1.3.1 Puissance absorbée par le vitrage

L'étude de la transmission, de la réflexion et de l'absorption du flux incident sur la couverture d'un capteur solaire joue un rôle capital dans l'amélioration de la performance de l'insolateur. Le rayonnement solaire (P_g) frappant l'interface d'une surface vitrée à un angle d'incidence (θ_1) sera partiellement réfracté (I_t) avec un angle (θ_2) et partiellement réfléchi (I_r) avec un angle (θ_1) [4], [24].

$$\sin \theta_2 = \frac{n_1}{n_2} \sin \theta_1 \quad (\text{III. 23})$$

n_1 et n_2 étant les indices de réfraction des deux milieux.

Le pouvoir réflecteur (r) d'une surface plane entre l'air ou le vide et le matériau est donné par l'expression :

$$r = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\text{tg}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{tg}^2(\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (\text{III. 24})$$

$$\theta_2 = \text{Arc sin} \left[\frac{n_1}{n_2} \sin(\theta_1) \right] \quad (\text{III. 25})$$

Pour une lame de verre d'épaisseur e_v , les coefficients de transmission, d'absorption et de réflexion du au rayonnement direct sont donnés par les relations suivantes :

a. Le coefficient de transmission (τ_{dir})

Le coefficient de transmission η_{dir} est le produit d'un coefficient η_r relatif à la réflexion partielle du rayonnement incident, et d'un coefficient η_a relatif à l'absorption dans le milieu transparent. On a donc [4]:

$$\eta_{\text{dir}} = \eta_a \cdot \eta_r \quad (\text{III. 26})$$

$$\tau_r = \frac{1 - r}{1 + r} \quad (\text{III. 27})$$

τ_r et η_a , représentant la transmission dues respectivement à la réflexion et à l'absorption.

$$\eta_a = \exp\left(\frac{-k \cdot e_v}{\cos \theta_2}\right) \quad (\text{III. 28})$$

Où :

k : Coefficient d'extinction du verre.

e_v : Epaisseur de la vitre.

θ_2 : Angle de réfraction.

b. Le coefficient de réflexion (ρ_{dir})

Il est donné par :

$$\rho_{\text{dir}} = r + \frac{(1 - r)^2 \eta_a^2}{1 - (r \eta_a)^2} \quad (\text{III. 29})$$

c. Le coefficient d'absorption ($\alpha_{v\text{-dir}}$)

Il est exprimé par :

$$\alpha_{v\text{-dir}} = 1 - \eta_{\text{dir}} - \rho_{\text{dir}} \quad (\text{III. 30})$$

La puissance absorbée par la vitre est alors :

$$p_v = \alpha_{v-dir} \cdot p_{dir} + \alpha_{v-dif} \cdot p_{dif} \tag{III. 31}$$

III.1.3.2 Puissance absorbée par la plaque absorbante

En faisant un schéma descriptif des réflexions qui se produisent entre la vitre et l'absorbeur (figure III.2), on constate que la puissance absorbée par l'absorbeur est donnée en se basant sur l'approche mathématique suivante :

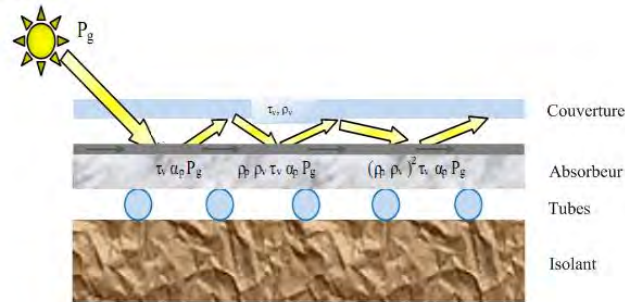


Figure III.2 : Réflexions dans un capteur à simple vitrage

Alors :

$$p_p = p_g \eta_v \alpha_p \left(1 + (\rho_v \rho_p) + (\rho_v \rho_p)^2 + (\rho_v \rho_p)^3 + \dots + (\rho_v \rho_p)^n \right) \tag{III. 32}$$

$$p_p = \frac{p_g \eta_v \alpha_p}{1 - \rho_v \rho_p} \tag{III. 33}$$

L'absorbeur est opaque donc :

$$p_p = \frac{p_g \eta_v \alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p) \rho_v} \tag{III. 34}$$

III.1.4 Comportement thermique

Le bilan thermique par unité de surface d'un capteur s'écrit :

$$p_p = p_u + p_a + p_s \tag{III. 35}$$

P_p : Puissance absorbée à la surface de l'absorbeur.

P_u : Puissance utile.

P_a : Puissance perdue par convection et conduction et rayonnement vers l'arrière du capteur et par convection, conduction et rayonnement vers la face avant du capteur.

P_s : Puissance stockée sous forme de chaleur ; vive dans les différents éléments du capteur.

Pour un capteur à inertie thermique négligeable ou dans le cas d'un régime thermique permanent, $P_s=0$.

III.1.4.1 Les pertes thermiques

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre l'absorbeur et le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur, et se divisent en trois catégories, les pertes vers l'avant, vers l'arrière et les pertes latérales [26], [24].

- Les pertes vers l'avant sont dues à la convection et aux échanges radiatifs entre les différentes parties du capteur.

Le coefficient des pertes vers l'avant est défini comme suit :

$$U_{av} = \frac{1}{R_i + R_e} \quad (\text{III. 36})$$

La résistance intérieure R_i s'opposant aux transferts entre la surface de captation (la surface de l'absorbeur) et la surface intérieure du verre est :

$$R_i = \frac{1}{h_{vpv} + h_{rpv}} \quad (\text{III. 37})$$

La résistance extérieure R_e s'opposant aux transferts convectif et radiatif entre la surface extérieure du verre et l'environnement est :

$$R_e = \frac{1}{h_{vva} + h_{rvc}} \quad (\text{III. 38})$$

Il en résulte que :

$$U_{av} = \left[\frac{1}{h_{vva} + h_{rvc}} + \frac{1}{h_{vpv} + h_{rpv}} \right]^{-1} \quad (\text{III. 39})$$

- Les pertes par l'arrière (par le fond) du capteur sont dues à la conduction par l'isolation arrière.

Le coefficient des pertes par l'arrière est moins important que celui des pertes par l'avant, le capteur étant bien isolé à l'arrière.

L'expression évaluant ce coefficient est :

$$U_{arr} = \frac{\lambda_i}{e_i} \quad (\text{III. 40})$$

λ_i et e_i étant respectivement la conductivité thermique et l'épaisseur de l'isolant.

- La valeur du coefficient des pertes thermiques latérales est inférieure à celle du coefficient des pertes arrière, (la surface latérale du capteur étant peu importante).

$$U_{\text{lat}} = \frac{\lambda_i S_{\text{lat}}}{e_i S_c} \quad (\text{III. 41})$$

S_{lat} : Surface latérale du capteur.

S_c : Surface du capteur.

- Le coefficient de pertes thermiques global vers l'extérieur est la somme des trois coefficients.

$$U_g = U_{\text{av}} + U_{\text{arr}} + U_{\text{lat}} \quad (\text{III. 42})$$

III.1.4.2 Puissance utile récupérée par le fluide

Il y a plusieurs équations qui caractérisent cette puissance, parmi les quelles on peut citer [24], [26] :

- $P_u = \left((\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot P_g - U_g \cdot (T_p - T_a) \right) \cdot S_c \quad (\text{III. 43})$

T_p , étant la température de l'absorbeur. En réalité elle est difficile à estimer car il y a des gradients de température sur l'absorbeur.

$(\eta\alpha)_{\text{eff}}$: Coefficient d'absorption effectif.

- $P_u = F' \left((\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot P_g - U_g \cdot (T_f - T_a) \right) \cdot S_c \quad (\text{III. 44})$

F' , est un Paramètre constructif, du capteur (efficacité du transfert).

T_f : Température du fluide caloporteur.

- $P_u = F_R \cdot \left((\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot P_g - U_g \cdot (T_{fe} - T_a) \right) \cdot S_c \quad (\text{III. 45})$

Avec :

T_{fe} : Température d'entrée du fluide.

F_R : Efficacité globale de l'échange thermique du capteur, définie par [24] :

$$F_R = \frac{G \cdot C_p}{U_g \cdot A_c} \left[1 - \exp \left[\frac{-F' \cdot U_g \cdot S_c}{G \cdot C_p} \right] \right] \quad (\text{III. 46})$$

G , étant le débit massique du fluide .

L'efficacité F' du transfert, est donnée par:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_g}}{w \cdot \left[\frac{1}{U_g \cdot (d_e + (w - d_e) \cdot F)} + \frac{e_s \cdot d_e}{b^* \cdot \lambda_s} + \frac{1}{d_i \cdot h_{\text{vtf}}} \right]} \quad (\text{III. 47})$$

e_s , b^* , λ_s , étant respectivement l'épaisseur, la largeur et la conductivité thermique de la soudure.

Le rendement de l'ailette F est donné par la relation suivante [24] :

$$F = \frac{\tanh\left(m \cdot \left(\frac{w - d_e}{2}\right)\right)}{m \cdot \left(\frac{w - d_e}{2}\right)} \quad (\text{III. 48})$$

$$m = \sqrt{\frac{U_g}{\lambda_p \cdot e_p}} \quad (\text{III. 49})$$

λ_p , étant la conductivité thermique de l'absorbeur.

e_p : Epaisseur de l'absorbeur.

w : Distance entre les tubes.

d_e : Diamètre extérieur du tube.

III.1.5 Calcul du rendement

Le rendement global du capteur est défini comme étant le quotient de la puissance utile sur la puissance incidente.

$$\eta = \frac{P_u}{P_g \cdot S_c} \quad (\text{III. 50})$$

$$\eta = \frac{F_R \cdot \left((\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot P_g - U_g \cdot (T_{fe} - T_a) \right)}{P_g} \quad (\text{III. 51})$$

III.2 Dalle du plancher chauffant

III.2.1 Historique

Le chauffage par les planchers est un procédé ancien qui utilisait majoritairement un tube acier sous forme de grilles chauffantes noyées dans l'épaisseur de la dalle pleine [27].

Sur le plan historique, trois périodes ont véritablement marqué l'histoire du plancher chauffant, à savoir l'époque de l'Empire romain, les années 1960-1980 et l'après-1980. Quoique le plancher chauffant moderne fasse son apparition au début des années 1980, le principe de chauffage par le sol est connu depuis plus de 2000 ans (III-II siècles av. J.-C.). En Europe, les Romains étaient ainsi les premiers à utiliser notamment, dans des hypocaustes, un système de chauffage par le sol à l'aide de l'air chaud circulant dans des canalisations. A peu près en même temps, en Asie, les premiers ondols coréens apparaissent. Ces systèmes représentent un premier exemple non seulement de l'utilisation d'un intermédiaire pour chauffer un local, mais également de la mise en place d'un chauffage central.

La deuxième période qui s'étale entre 1960 et 1980, se caractérise par la redécouverte d'un plancher chauffant qui, à ce moment-là, prend forme d'un réseau de tubes métalliques noyés dans la dalle pleine à l'intérieur de laquelle circule l'eau chaude chauffant le sol à plus de 35°C. Ce système s'avère donc cher, peu efficace, (importante consommation en énergie, problèmes de pose et d'entretien) et impossible à réguler.

La promulgation de l'Arrêté du 23 juin 1978, ouvre une nouvelle étape avec l'apparition d'un plancher chauffant basse température. Ce procédé permet d'obtenir un niveau requis de confort et de ne pas dépasser les 28°C de température au sol. Il met fin aux problèmes liés à la pose d'un tube métallique en préconisant l'utilisation de tubes en matériaux de synthèse et offre les premières possibilités de régulation.

Toutes ces améliorations provoquent une prise de conscience considérable dans le contexte difficile qui suivit les premiers chocs pétroliers. Le plancher chauffant commence à gagner des parts de marché. Les années 1990 apportent une nouvelle amélioration du fait que, le plancher chauffant hydraulique devient un plancher chauffant réversible (fonctionne dans les deux sens, à savoir le chauffage en période froide et le refroidissement en été). La fonctionnalité du plancher chauffant s'élargit, son domaine d'application aussi. Depuis le début des années 2000, le progrès s'accélère davantage dans le domaine du plancher chauffant, de nouveaux systèmes, ne nécessitant pas d'enrobage de béton, font leur apparition sur le marché. La régulation passe, par ailleurs, à un stade supérieur avec la mise en place des thermostats sans fil [28].

III.2.2 Théorie d'un plancher chauffant

Au sein du chauffage hydraulique, le plancher chauffant occupe une place particulière sur le plan technologique. Il procure une distribution optimale de chaleur verticalement et horizontalement et dispose de la fonction de réversibilité. Parfaitement compatible avec les sources d'énergie renouvelable, il fait partie des systèmes basse température dont l'utilisation permet de réduire la consommation énergétique, et convient bien dans le cas d'une installation desservie par une Pompe à chaleur ou par un système solaire [28], [29].

L'installation de chauffage par plancher, est conçue pour apporter à l'intérieur des locaux, la puissance calorifique nécessaire pour compenser les déperditions de chaleur et maintenir une température désirée par l'intermédiaire d'une ou plusieurs grilles par local en tube de cuivre ou circule l'eau. Dans le chauffage traditionnel, les radiateurs font l'objet d'une fabrication industrielle standardisée conforme aux normes, qui se traduit à travers des catalogues de sélection en fonction de la puissance requise. Dans le cas d'un plancher on doit

concevoir et dimensionner les grilles chauffantes en fonction des caractéristiques des locaux, des différentes données thermiques et hydrauliques de l'installation projetée en respectant la réglementation de ne pas dépasser la température superficielle maximale en tout point du plancher qui est de 28°C, dans le cas contraire l'expérience a montré que la plante des pieds ne pouvait plus évacuer une quantité de chaleur physiologiquement nécessaire au bon équilibre de l'organisme [19].

III.2.3 Fonctionnement

Un plancher chauffant est un procédé d'émission de chaleur destiné à chauffer un habitat ou un local en utilisant la surface du sol pour chauffer l'air intérieur.

Usuellement le plancher chauffant est un système à basse température, utilisant un fluide caloporteur (plancher chauffant hydraulique).

Dans ce système de chauffage, le tube transportant le fluide caloporteur est fixé sur une dalle en matériau isolant (polystyrène, polyuréthane), dalle flottante. Afin de réduire les déperditions de chaleurs, une bande d'isolation thermique est posée tout le long des éléments verticaux en contact avec la dalle [28], [30].

III.2.4 Dimensionnement [27], [30]

Température ambiante du local

Le plancher chauffant se comporte comme un grand radiateur au sol. La chaleur, diffusée par rayonnement, est homogène dans toute la pièce. Avec la suppression des zones froides, ce mode de chauffage permet d'obtenir la même sensation de bien-être à 18°C qu'avec un autre type de chauffage à 20°C (sécurité thermique).

Température superficielle du plancher

La température superficielle maximale du sol est fixée par décret à 28°C en tout point du local pour une température intérieure de 19°C (DTU 65.8).

La norme européenne donne des valeurs un peu plus importantes, 29°C et même 35°C pour les zones de bordure pour une température intérieure de 20°C.

Température du fluide chauffant

Le choix de la température de départ du fluide est relativement délicat. La température de départ va influencer :

- La température superficielle du sol

- Les émissions thermiques hautes du plancher chauffant, donc, la longueur de la boucle et par conséquent le pas.

Dans tous les cas, la température maximale du fluide ne devra pas excéder 50°C (DTU 65.8) Si la température superficielle du sol dépasse 28°C il y a lieu de prendre une température de départ du fluide inférieure ou d'augmenter la chute de température du fluide.

Inertie

Le chauffage par le sol est intéressant (tant au niveau du confort que de la consommation), dans des locaux situés au-dessus de locaux chauffés, non soumis à des apports de chaleur importants et variables (occupants, soleil, ...), à usage continu (de type hébergement).

Pas de pose

Le "pas", est l'écartement en centimètre entre deux tubes du panneau, il généralement est compris entre 10 cm et 30 cm. mais peut éventuellement varier à l'intérieur d'une même grille, dans le cas où toutes les zones du local ne nécessitent pas la même quantité de chaleur.

III.2.5 Les différents modes de transfert de chaleur

Une surface chauffante ou un corps de chauffe, transmet à l'air ambiant des pièces à chauffer, par convection ou par rayonnement, la chaleur fournie par le fluide caloporteur.

Lorsque le plancher est parfaitement isolé du côté sol, nous nous limitons seulement à étudier les échanges de chaleur de la partie supérieure du serpentin [31], [32].

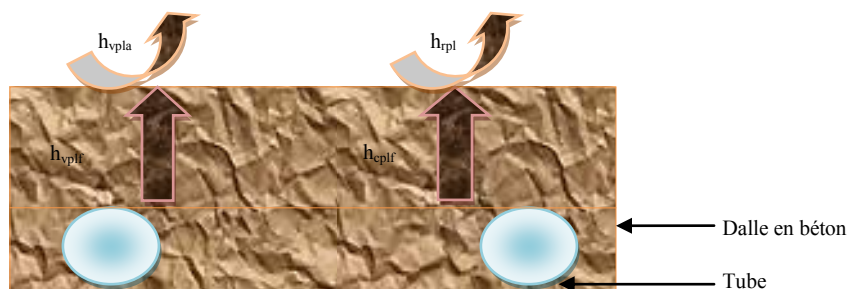


Figure III.3: Les différents échanges thermiques dans un plancher

Echange par conduction

Le fluide caloporteur échange de la chaleur par conduction avec la surface du plancher. Cet échange est régi par l'équation suivante :

$$\theta_{\text{cplf}} = h_{\text{cplf}} \cdot S_{\text{pl}} \cdot (T_f - T_{\text{pl}}) \quad (\text{III. 52})$$

Avec :

θ_{cplf} : Flux de chaleur entre le fluide et la surface du plancher.

h_{cplf} : Coefficient global d'échange par conduction entre le fluide et la surface du plancher.

$$h_{\text{cplf}} = \frac{\lambda_{\text{béton}}}{E_{\text{sup}}} \quad (\text{III. 53})$$

Où :

$\lambda_{\text{béton}}$: Conductivité thermique du béton.

E_{sup} : Epaisseur du béton entre le serpentin et la face supérieure du plancher.

S_{pl} : Surface du plancher/unité de longueur.

T_{pl} , T_f : Températures respectives du plancher et du fluide caloporteur (l'eau).

Echange par convection

Les échanges par convection existent principalement entre :

- Le plancher et le fluide caloporteur (eau). (apport de chaleur pour le plancher).
- Le plancher et le milieu ambiant. (pertes de chaleur pour le plancher).

Les équations s'écrivent alors comme suit :

L'échange entre le fluide caloporteur et le plancher

$$\theta_{\text{vplf}} = h_{\text{vplf}} \cdot S_{\text{plf}} \cdot (T_f - T_{\text{pl}}) \quad (\text{III. 54})$$

Avec :

θ_{vplf} : Flux de chaleur d'échange convectif entre le fluide et la surface du plancher.

h_{vplf} : Coefficient de transfert de chaleur convectif entre le fluide et le plancher.

S_{plf} : Surface d'échange entre le fluide et le plancher, rapportée à la longueur du plancher.

$$S_{\text{plf}} = \frac{\pi d l}{n} \quad ; \text{ (On prend la surface d'un nœud)} \quad (\text{III. 55})$$

Où ; n est le nombre de passages du serpentin dans le plancher.

Le h_{vplf} est calculé avec les nombres adimensionnels

$$h_{\text{vplf}} = \frac{\lambda_f \times \text{Nu}}{L} \quad (\text{III. 56})$$

λ_f : Conductivité thermique du fluide.

Nu: Nombre de Nusselt.

L : Longueur caractéristique.

$L=D_h$ (diamètre hydraulique).

- Pour un régime turbulent, et le serpentin assimilé à une conduite comme hypothèse, on prend pour le calcul du Nusselt la corrélation [31], [32] :

$$\text{Nu} = 0.023 \times \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}^{0.33} \quad (\text{III. 57})$$

- Pour un écoulement laminaire dans la conduite [4]:

La couche limite est supposée développée.

- * Si la paroi du tube est soumise à un flux d'énergie constant :

$$h_{\text{vplf}} = 4.36 \frac{\lambda_f}{L} \quad (\text{III. 58})$$

- * Si la paroi du tube est à température constante :

$$h_{\text{vplf}} = 3.66 \frac{\lambda_f}{L} \quad (\text{III. 59})$$

L'échange entre le plancher et l'air

On utilise la relation :

$$\theta_{\text{vpla}} = h_{\text{vpla}} \cdot S_{\text{pl}} \cdot (T_{\text{pl}} - T_{\text{air}}) \quad (\text{III. 60})$$

Avec :

θ_{vpla} : Flux de chaleur échangé par convection entre la surface du plancher et l'air.

h_{vpla} : Coefficient de transfert de chaleur par convection entre le plancher et l'air.

S_{pl} : Surface du plancher.

T_{air} : Température de l'air.

Le coefficient de convection naturelle entre le béton et l'air h_{vpla} évalué d'après la corrélation [33], [34], reste valable pour une plaque horizontale chauffée par le bas :

$$\text{Nu} = 0.54 \cdot \text{Ra}^{1/4} \quad (\text{III. 61})$$

$$\text{Nu} = \frac{h_{\text{vpla}} \cdot W}{\lambda_{\text{air}}} \quad (\text{III. 62})$$

Où :

h_{vpla} : Coefficient de transfert de chaleur par convection entre le plancher et l'air.

W: Rapport entre la surface et le périmètre de la dalle.

λ_{air} : Conductivité thermique de l'air.

Ra : Nombre de Rayleigh.

Echange par rayonnement

L'expression utilisée est :

$$\theta_{\text{rpl}} = h_{\text{rpl}} \cdot S_{\text{pl}} \cdot (T_{\text{pl}} - T_{\text{c}}) \quad (\text{III. 63})$$

Par ailleurs, le coefficient d'échange radiatif h_{rpl} est obtenu en utilisant la relation :

$$h_{\text{rpl}} = \zeta \cdot \varepsilon_{\text{pl}} \cdot (T_{\text{c}} + T_{\text{pl}}) \cdot (T_{\text{c}}^2 + T_{\text{pl}}^2) \quad (\text{III. 64})$$

$$T_{\text{c}} = 0.0552 \cdot (T_{\text{a}})^{1.5} \quad (\text{III. 65})$$

Où :

ε_{pl} : Emissivité du plancher.

ζ : Constante de Stéphane-Boltzmann.

T_{a} : Température ambiante.

T_{c} : Température du ciel.

III.2.6 Le rendement d'un plancher chauffant

Le rendement d'un plancher chauffant est décrit par la formule générale [35], [36]:

$$\eta_{\text{p}} = P_0 - \frac{A}{P_{\text{g}}^n} \quad (\text{III. 66})$$

Pour les dalles épaisses équipées de capteur solaire noir [34], on a :

$$P_0 = 0.574 + 0.0025\Delta T - 0.045R \quad (\text{III. 67})$$

$$A = (0.0398\Delta T + 0.0273)(0.6 - R)^{0.25} \quad (\text{III. 68})$$

$$n = 0.6$$

ΔT , étant l'écart entre les températures moyennes intérieure (température désirée 20°C) et extérieure.

R : Ratio de captation (rapport entre la surface de capteur et la surface de plancher).

III.3 Le système couplé plancher –capteur solaire plan

III.3.1 Description du modèle

Un plancher solaire direct est constitué essentiellement de trois éléments :

- Les capteurs solaires qui transforment le rayonnement solaire en chaleur,
- Une dalle dans laquelle circule le fluide caloporteur chauffé par les capteurs. Elle sert simultanément à stocker la chaleur apportée par les capteurs et à la restituer de la même

façon qu'un plancher chauffant classique basse température, mais avec un certain décalage dans le temps.

- Un groupe de transfert qui gère le chauffage du PSD [36].

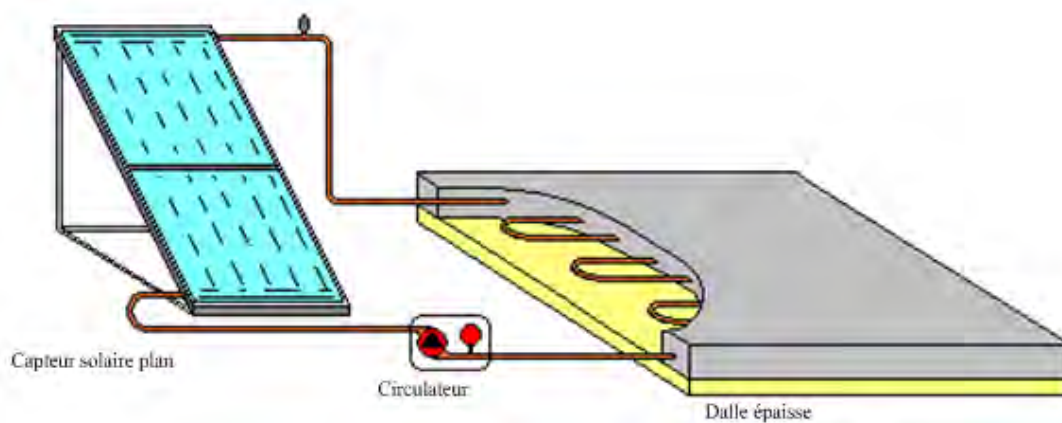


Figure III.4 : Circuit capteur plan - plancher

III.3.2 Principe de fonctionnement

La technique du Plancher Solaire Direct (PSD), résulte d'une simplification très importante des techniques de chauffage solaire actif utilisé jusqu'alors.

Le principe est de faire circuler directement dans un plancher un fluide chauffé par des capteurs solaires sans utiliser de cuves de stockage intermédiaires.

La masse de béton de sol assure les fonctions de stockage de l'énergie et de déphasage de sa restitution dans le volume chauffé [35].

III.4 Dimensionnement du système de chauffage

Le dimensionnement d'une installation solaire thermique dépend :

Des conditions climatiques, et plus particulièrement de l'ensoleillement local (le rayonnement solaire) et de la température ambiante.

De la demande de chauffage (consommation).

De la fraction solaire souhaitée.

Du rendement (efficacité thermique) du système utilisé.

En termes de dimensionnement des systèmes, on ne peut pas énoncer des règles générales en raison de la variété des conditions climatiques et de la demande des utilisateurs, d'une part et du fait des grandes différences dans les rendements de ces systèmes, d'autre part.

Les procédures liées au dimensionnement des installations solaires, ainsi qu'aux solutions apportées lors des difficultés rencontrées, seront donc mieux expliquées en utilisant des exemples tirés d'expériences réelles. Les constats ainsi effectués peuvent alors, par analogie, être étendus à des conditions différentes [13].

III.5 Paramètres et caractéristiques de fonctionnement du système

III.5.1 Paramètres influant sur le système

III.5.1.1 Paramètres influant sur le fonctionnement du capteur solaire

L'efficacité thermique du capteur solaire est influencée par différents paramètres peuvent être classés en deux catégories principales.

III.5.1.1.1 Les paramètres internes

- **Le couvercle**

Le couvercle peut ou ne pas exister, s'il existe une ou deux feuilles de verre le capteur est dit à simple ou à double vitrage, si non le capteur est dit non vitré

Dans le but d'améliorer les performances d'un capteur solaire. S.Youcef-Ali (2005) [37] et Turhan. Koyuncu (2006) [38], ont étudié expérimentalement l'influence du nombre de couvertures et ont trouvé que ce facteur influe fortement sur l'efficacité du capteur.

Une augmentation du nombre de vitre a pour conséquence une diminution du coefficient de transmission et une augmentation du coefficient de réflexion, où cette augmentation a un autre effet négatif sur le rendement à travers l'augmentation de l'inertie thermique du capteur

Les couvertures transparentes habituelles sont pour la plupart en verre simple ou traité qui laisse passer jusqu'à 95% de la lumière grâce à leur faible teneur en oxyde de fer. Néanmoins son utilisation présente aussi des inconvénients à savoir, son coût élevé et sa fragilité pendant le transport et en service, c'est la raison pour laquelle, pendant plusieurs années des couvertures en plastique transparent ont été utilisées pour construire des capteurs solaires de coût modéré et rigides. Dans ce cadre, Donatien Njomo (1998) [39], a souligné d'après une étude numérique, qu'un capteur avec double couverture (couverture extérieure en plexiglas et intérieure en verre) à des performances meilleures qu'un capteur à deux vitres de même matière.

- **L'absorbeur**

Ho-Mig Yeh et Tong-Tshien Lin (1995) [40], ont montré dans une étude expérimentale que l'augmentation de la surface du capteur accroît le taux du rayonnement solaire intercepté et la surface de contact entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (augmentation de la surface d'échange), mais accroît également le coefficient des pertes thermiques entre la couverture et l'extérieur.

L'allongement du capteur solaire influe fortement sur son efficacité (Suleyman Karsali (2007) et M. Augustus Leon et S. Kumer (2007)) [41], [42].

Dans le but de favoriser le transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide de travail dans un capteur à air, A. Amed Zaid et Al (2001) ont introduit des chicanes dans la vanne dynamique du capteur, lesquelles vont augmenter la section de passage de l'air, d'où l'augmentation du nombre de Reynolds et la création de la turbulence.

Le fluide caloporteur utilisé dans un capteur solaire, nécessite un écoulement turbulent totalement développé, ce qui augmente considérablement le transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide, et augmente les performances thermiques du capteur solaire avec des obstacles (ailettes) (figure III.5) jointes à la face inférieure de l'absorbeur. Ces obstacles sont caractérisés par une grande transmission de la chaleur par unité de volume. Une grande performance thermique est obtenue par une petite chute de pression, et par conséquent une faible consommation de l'énergie.

De ce fait, des chercheurs ont proposé d'augmenter le transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (sans modifier les dimensions du capteur) (N. Moumni et al (2004), A. Abene et al (2004) [43], S. youcef-Ali (2005), Hikmet Esen (2008) [44], Ho-Ming yeh et Chii-Dong Ho (2009)) [45].

A. Abene et al (2004) [46], ont montré que la forme, les dimensions, l'orientation et la disposition de ces obstacles influent considérablement sur l'efficacité du capteur.

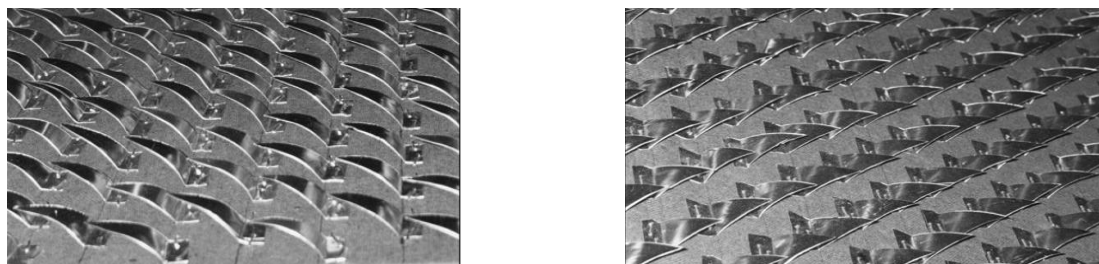


Figure III.5 : Différentes formes d'ailettes (A. Abene et al (2004))

- **L'échangeur de chaleur**

Ce type d'échangeur de chaleur sert aussi à classer les capteurs solaires, comme par exemple l'échangeur plaque tube, qui est constitué d'un échangeur tubulaire faisant partie intégrante d'une plaque ou soudé à cette plaque (sa forme diffère d'un capteur à un autre).

Après une étude comparative entre deux configurations du réseau du fluide caloporteur, N. Bellel et al ont déduit que le capteur muni d'un réseau en serpentin est plus performant que celui muni d'un réseau de tubes en série.

De même Marwa. M. Hassan et Yvan Beliveau (2007) ont montré que la forme serpentin est la plus efficace, puisque elle offre la plus grande surface d'échange et réduit les zones mortes, le diamètre des tubes le plus efficace est de l'ordre de 6.35 mm [47].

Dans le but d'évaluer et d'améliorer les performances thermiques d'un capteur solaire, K. Sopian et al (1999) [48], ont proposé d'ajouter un milieu poreux au canal inférieur ce qui augmente le secteur de transfert thermique d'où l'élévation de la température de sortie et par conséquent un rendement de 20-70% plus qu'un capteur sans milieu poreux, même Paisarns Naphon (2005) [49], a montré que les milieux poreux donnent une efficacité de 25.9% plus élevée et que leur conductivité thermique a un effet significatif sur le rendement des capteurs solaires à air [50].

Plus tard, K. Sopian et al (2009) ont souligné que ces milieux peuvent conduire à un rendement plus élevé que celui d'un capteur simple, et peuvent augmenter son efficacité pour arriver à l'environ de 60-70% [50].

- **La circulation du fluide caloporteur**

M. N. Bargach et al (2004), C. D. Ho et al (2005), ont montré que l'augmentation de la circulation du fluide caloporteur augmente la puissance du capteur solaire.

Dans un autre travail M. Augustus Leon et S. Kumar (2007) ont développé que le débit d'air a un effet important sur l'efficacité d'échange thermique et par conséquent sur le rendement.

Selon Marwa. M. Hassan et Yvan Beliveau (2007), la diminution du débit massique augmente la température du fluide mais décroît les gains globaux de la chaleur. Au dessus d'un débit de $0.06 \text{ m}^3/\text{h}$, la température du fluide n'augmente plus [50].

F. Mokhtari et al, K. Sopian et al (1999), C. D. Ho et al (2005), K Sopian et al (2009), Ho. C. D et al (2009), on déduit que le transfert thermique est important quand il ya contacte direct entre la plaque et l'air couplé à une double circulation de l'air.

La réutilisation (recyclage) de l'air accroît la vitesse du fluide ce qui peut améliorer l'efficacité du capteur de plus de 80% comme il a été noté par Ho. C. D et al (2009), qui ont montré théoriquement et expérimentalement que l'élévation du débit de l'air recyclé augmente l'efficacité [50].

- **L'isolation**

Les pertes de chaleur principales du capteur se produisent au niveau de la couverture, puisque les côtés et l'arrière peuvent être isolés, alors que la face avant doit être exposée au rayonnement solaire et à la température ambiante. C'est pour cela que l'air est utilisé fréquemment comme une isolation contre les pertes de chaleur conductive et convective de l'absorbeur vers la vitre.

Dans le but de minimiser les pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur Fayza Benyelles et al (2007) [51], ont proposé de placer un isolant « aérogel de silice » (matériau poreux de faible conductivité thermique) au dessus de l'absorbeur.

- **L'orientation et l'angle d'inclinaison du capteur**

La meilleure orientation du capteur solaire est vers le sud (Huseyin Gunerhan et Arif Hepbasli (2007)) [52], plus le capteur est redressé vers le sud, plus le fonctionnement est favorisé.

D'autres recherches ont été réalisées pour optimiser l'angle d'inclinaison, pour maximiser les irradiances solaires incidentes, en montrant que l'angle optimal obtenu par le modèle de Hay's est celui qui maximise l'irradiation incidente sur la surface du capteur solaire. Dans ce modèle, la radiation diffusée est considérée telle que la somme de deux parts: ce qui arrive par la surface entourée par le soleil, et celui du reste du ciel.

III.5.1.1.2 Les paramètres externes

- **Obstacles**

Il s'agit avant tout des constructions et de la végétation. Leur position dans la trajectoire solaire peut créer sur les surfaces captatrices une ombre nuisible au bon fonctionnement de l'installation (Charles (1981)) [50].

- **Rayonnement solaire**

Selon F. Moukhtari et D. Semmar (1999) [53], le rayonnement solaire à l'effet le plus fort sur l'efficacité du capteur solaire, et l'élévation de la température varie presque linéairement avec le rayonnement solaire incident (Suleyman Karsil (2007)) [50].

- **Température**

Dans le but d'étudier l'influence de la température de l'environnement sur le fonctionnement du capteur solaire. Runsheng Tang et al (2008) ont montré dans une étude expérimentale que les capteurs peuvent être endommagés par le gel pendant la nuit couverte.

- **Vitesse du vent**

La vitesse du vent apparaît dans le coefficient de convection entre la vitre et l'extérieur qui agit sur la valeur des pertes thermiques. Selon Rajendra Karwa et al (2007) l'augmentation de la vitesse du vent (pour une longueur de 1m d'absorbeur noir installé horizontalement) fait diminuer le rendement [50].

III.5.1.2 Paramètres de la dalle

Choix de la surface des capteurs solaires (ratio de captation)

C'est un paramètre précieux pour le pré-dimensionnement du système, car il donne une première image du taux de couverture que l'on cherchera, à partir de la surface du plancher, qui est relativement bien déterminé par la surface du local. Les valeurs hautes (0.5 pour la dalle épaisse et 0.3 pour la dalle d'étage) correspondent à une limite supérieure au-delà de laquelle les températures supérieures de plancher pourraient dépasser 28°C par ensoleillement maximal et température moyenne extérieure élevée.

On définit le ratio à partir de la surface de plancher et de la surface de capteur souhaitée ou inversement. On choisit une valeur de ratio (moyenne, forte ou faible) qui fixe une surface de capteurs correspondant au plancher [35].

Selon A.Mokhtari et al (1992), un ratio de captage de 8 à 10% est largement suffisant dans le climat Algerien. et ils ont constaté qu'une surface de capteur égal à 10% de la surface du plancher chauffant peut être utilisée sans craindre le risque de surchauffe.

Pour des dimensions qui peuvent convenir à notre climat, et afin d'éviter le phénomène de surchauffe et avoir un certain confort thermique. R. Kharchi (2000), a utilisé

dans une étude expérimentale le rapport surface de captation / surface d'échange (dalle) égal à 0.5, pour une épaisseur de dalle de 10 cm au dessus de la grille.

L'isolation thermique

Les isolants utilisés ordinairement dans ce système de plancher sont, soit le polystyrène expansé, soit le polystyrène extrudé ou de la mousse de polyuréthane (4 cm généralement sur terre-plein ou cave).

Sous une dalle épaisse sur terre-plein, l'isolation thermique correspond à une résistance thermique dépourvue d'inertie de $1 \text{ m}^2 \cdot \text{°C}/\text{W}$. Elle correspond à 4 cm de polystyrène expansé ($\lambda=0.040 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$) [29], [35].

Les tubes de la grille de chauffe

Les tubes utilisés sont en cuivre recuit, en raison de sa résistance à la température et la pression, pour sa faible dilatation thermique (coefficient de dilatation de $1.7 \text{ mm} / \text{m}$ pour 100°C), sa maniabilité relativement facile et son niveau bas de susceptibilité à la corrosion.

De plus le coefficient de dilatation thermique du cuivre est voisin de celui du béton, ce qui est un atout dans le domaine du plancher chauffant.

On utilise pratiquement des tubes en matière plastique dont les qualités ont subies, ces dernières années, des améliorations pour qu'ils satisfassent parfaitement aux exigences souhaitées, à savoir la bonne tenue vis-à-vis de la température, de la pression, de la durée de vie. Tous les types de plancher chauffant peuvent être réalisés à partir de tubes en matière plastique. Les principales matières plastiques utilisées pour la fabrication des tubes sont : le polypropylène (PP), le polyéthylène (PE) et le polyéthylène réticulé (PER), le polybutène (PB).

Il faut noter que le tracé de tubes peut avoir différentes formes (figure III.6). Dans le cas général, on dispose de tubes placés horizontalement sur les armatures de la dalle, sous forme de double spirale concentrique ; ce système présente l'avantage de répartir la chaleur de manière uniforme surtout au niveau de la surface du plancher. D'autres systèmes de pose sont possibles, comme le système en serpentif et de forme escargot. Mais la solution la plus courante est la forme serpentif.

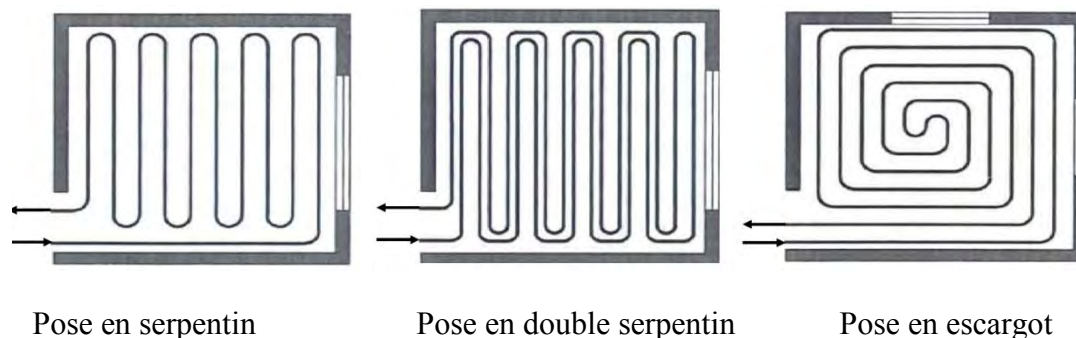


Figure III.6 : Différentes poses de tubes

Le pas, c'est-à-dire la distance entre deux tubes est comprise entre 10 cm et 30 cm. Ce pas peut éventuellement varier à l'intérieur d'une même grille, dans le cas où toutes les zones du local ne nécessitent pas la même quantité de chaleur [27], [19].

Épaisseur du plancher solaire direct

La suppression de la cuve de stockage par le couplage direct des capteurs solaires sur la dalle - plancher ne peut être obtenue qu'en donnant à celle-ci une épaisseur sensiblement supérieure à la pratique courante. La masse de béton supplémentaire sert alors à stocker l'énergie et à provoquer un déphasage suffisant entre le maximum d'ensoleillement et le maximum de restitution. La grille de chauffe noyée dans le plancher est réalisée selon des techniques identiques à celles des planchers chauffants habituels.

D'après A. Mokhtari et al (1992), la réduction de l'épaisseur de la dalle chauffante s'accompagne d'une réduction de performances énergétiques en chauffage du système solaire.

III.5.2 Les paramètres de fonctionnement

Les paramètres de fonctionnement sont :

- Les températures des différentes parties du capteur.
- Le débit du fluide caloporteur.
- Le mode de pose du panneau chauffant, et la limitation du pas.
- La conductivité du béton d'enrobage.
- La limite de température superficielle surface de sol, et la température ambiante.
- La température du fluide chauffant (départ et retour) dans la dalle.

Chapitre IV

Etude numérique du plancher solaire direct

Ce chapitre est consacré à l'étude numérique du système couplé plancher-capteur solaire plan. Les équations gouvernant le fonctionnement de ce système sont présentées.

Le système est modélisé suivant la méthode nodale, basée sur les bilans thermiques au niveau des nœuds de chaque élément constituant le système de chauffage.

Le système d'équations obtenu pour le capteur est résolu par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4. La résolution des équations décrivant le comportement du plancher est abordée par la méthode des différences finies.

Dans cette partie du mémoire nous aborderons l'étude numérique du plancher solaire direct (PSD).

Nous établirons successivement les bilans thermiques du capteur et du plancher, pour cela des hypothèses simplificatrices ont été adoptées.

IV.1 Hypothèses simplificatrices

Le ciel peut être assimilé à un corps noir de température équivalente calculée.

La température du sol est prise égale à la température de l'ambiance.

Les surfaces d'échange de chaleur par rayonnement sont supposées grises et diffusantes.

Les propriétés physiques des matériaux sont supposées constantes.

Le vent est supposé soufflant parallèlement aux faces du système.

Le rayonnement diffus atmosphérique est isotrope.

La température de sortie du fluide de la maille "i" est égale à la température d'entrée à la maille "i+1".

Le régime d'écoulement est transitoire.

Les différents milieux solides ont une température uniforme dans un plan normal au sens de l'écoulement.

Les flux de chaleur sont unidimensionnels.

Le fluide caloporteur utilisé est de l'eau pure.

Les pertes de chaleur entre le capteur solaire et le plancher sont négligeables.

La température de l'eau à la sortie du capteur solaire est égale à celle de l'eau à l'entrée du plancher chauffant.

Nous nous limitons seulement à étudier les échanges de chaleur de la partie supérieure du serpentin. (le plancher est parfaitement isolé du côté sol).

On considère que le transfert de chaleur dans la dalle est instationnaire et unidimensionnel, c'est-à-dire que la température varie suivant une seule direction (y), qui est la longueur du plancher, suivant la largeur du plancher le gradient de température est négligeable.

Le nombre de nœuds pour la température du fluide correspond au nombre de passages du serpentin dans le plancher (8 nœuds).

Le fluide caloporteur circule à la vitesse u dans le tube.

La température du plancher est considérée uniforme.

IV.2 Modélisation et analogie électrique

IV.2.1 La modélisation

D'une façon générale, la densité de flux thermique échangée entre deux surfaces, l'une portée à la température " T_1 " et l'autre à la température " T_2 ", est régie par une équation de la forme:

$$q = h \cdot (T_1 - T_2) \quad (\text{IV. 1})$$

q: Densité de flux thermique.

h: Coefficient du mode de transfert de chaleur.

Cette équation est assimilée à la loi d'ohm en électricité et s'écrit :

$$E_2 - E_1 = R_{eq} \cdot I \quad (\text{IV. 2})$$

E_1 et E_2 , sont les potentielles électriques aux points 1 et 2 du circuit.

I : Intensité de courant ;

Cette analogie nous conduit à proposer un circuit électrique équivalent comme modèle de notre système thermique et nous pouvons alors appliquer les lois de Kirchhoff. Si les transferts de chaleur s'opèrent simultanément par deux modes différents entre deux points, alors le circuit modèle comportera des résistances en parallèle, sinon en série. Les équivalences entre le système et son modèle sont spécifiées dans le tableau IV.1, [13], [26].

Système thermique			Modèle électrique		
Paramètre	Symbole usuel	Unité	Paramètre	Symbole usuel	Unité
Température	T	°C	Potentiel	V	Volts
Flux de chaleur	Q, ϕ	W	Intensité	I	Ampères
Densité de chaleur	ϕ	W/m ²	Densité de courant	I	A/m ²
Conductivité thermique	λ	W/m.°C	Conductivité électrique	K	A/m.v
Coefficient d'échange	h	W/m ² .°C			
Conductance thermique		W/°C	Conductance électrique		Ω^{-1}
Résistance thermique	R	°C/W	Résistance électrique	R _e	Ω
Chaleur massique	C _p	J/Kg.°C			
Capacité Calorifique m.c _p	C	J/°C	Capacité électrique	C	Farad

Tableau IV.1 : Analogie du système thermique au modèle électrique

IV.2.2 Schéma électrique équivalent

IV.2.2.1 Le capteur solaire

On prend une maille k et on fait le bilan des échanges thermiques entre les nœuds de cette maille ainsi que l'apport énergétique sur chaque nœud (figure IV.1).

Nous définissons :

h_{vva}: Coefficient d'échange thermique par convection entre la face externe de la vitre et l'ambiance.

h_{rvc}: Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la face externe de la vitre et le ciel.

h_{cv}: Coefficient d'échange thermique par conduction entre les faces externe et interne de la vitre.

h_{vpv}: Coefficient d'échange thermique par convection entre la plaque et la face interne de la vitre.

h_{rpv}: Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la plaque et la face interne de la vitre.

h_{vft} : Coefficient d'échange thermique par convection entre le tube et le fluide caloporteur du capteur.

h_{cpt} : Coefficient d'échange thermique par conduction entre la plaque absorbante et le tube du capteur.

h_{vfi} : Coefficient d'échange thermique par convection entre l'isolant et le fluide du capteur.

h_{ci} : Coefficient d'échange thermique par conduction entre l'isolant de la face externe et la face interne du capteur

h_{ris} : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la face externe de l'isolant du capteur et le sol.

h_{via} : Coefficient d'échange thermique par convection entre la face externe de l'isolant du capteur et l'ambiance.

IV.2.2.2 La dalle chauffante

Le modèle mathématique est un modèle à deux nœuds, est illustré par la figure (IV.2).

Les deux nœuds représentent le fluide caloporteur et le plancher constitué d'une dalle en béton.

Nous définissons :

h_{cplf} : Coefficient global d'échange par conduction entre le fluide et la surface du plancher.

h_{vplf} : Coefficient d'échange de chaleur convectif entre le fluide et le plancher.

h_{vpla} : Coefficient d'échange de chaleur convectif entre le plancher et l'air.

h_{rpl} : Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement.

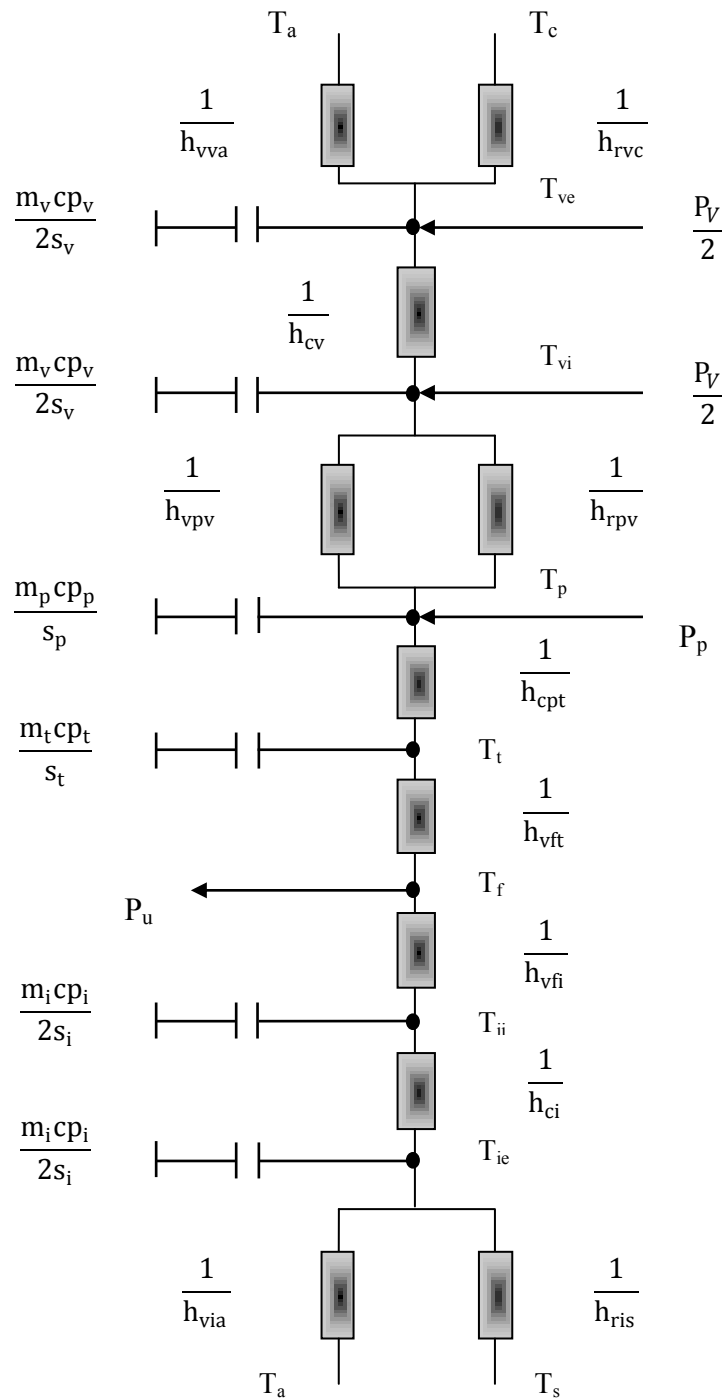


Figure IV.1 : Schéma électrique équivalent relatif à une maille du capteur

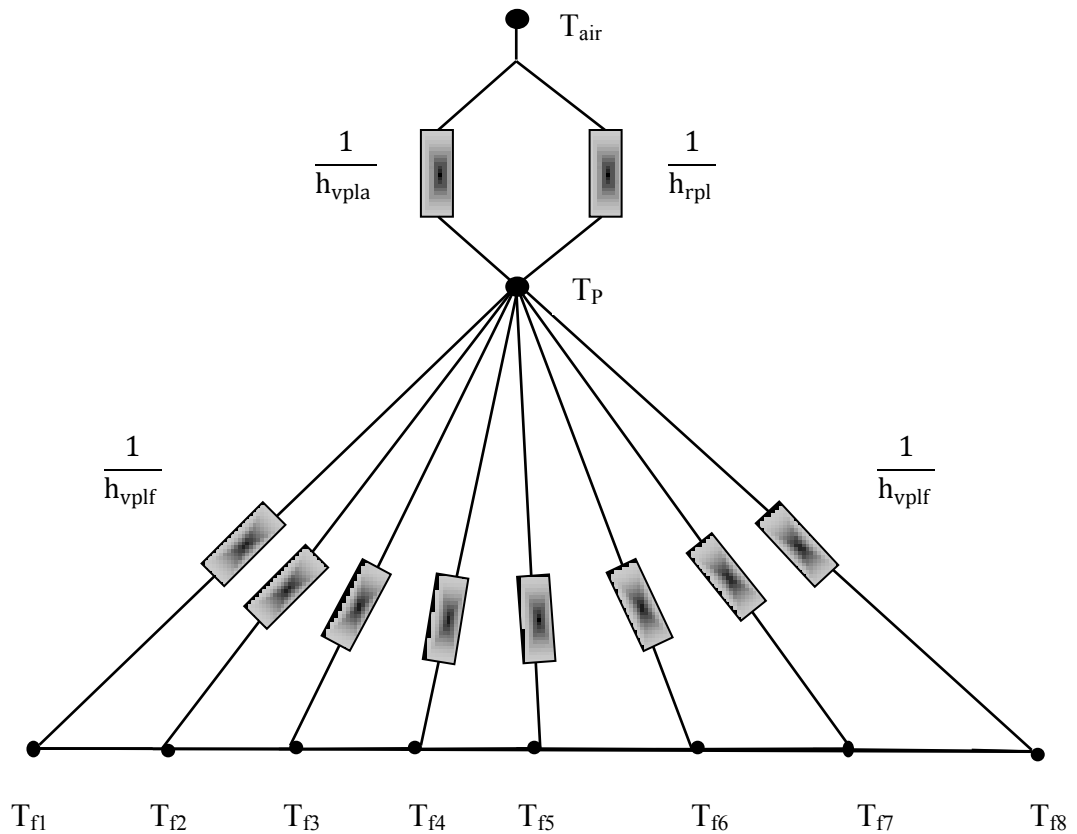


Figure IV.2 : Schéma électrique équivalent pour la dalle chauffante

IV.3 Bilan thermique du système plancher solaire direct

IV.3.1 Le capteur solaire plan à eau

La méthode consiste à découper le capteur (figure IV.3) en tranches fictives (06 mailles) dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur et à écrire les bilans des échanges qui interviennent aux niveaux de (07) nœuds, extérieure, intérieure de la vitre, absorbeur, tube, fluide caloporteur, intérieure et extérieure de l'isolant (figure IV.4).

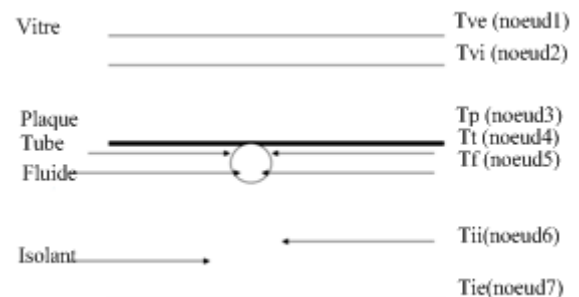
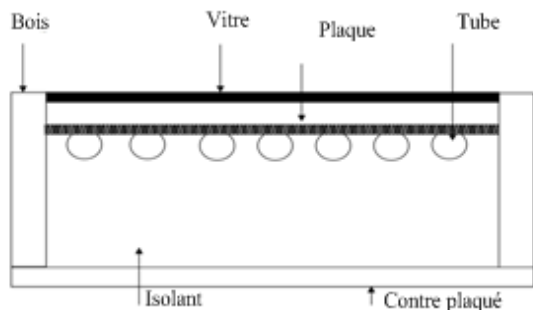


Figure IV.3 : Coupe verticale d'un capteur à simple vitrage

Figure IV.4 : Différents nœuds considérés dans la maille

Soit i un nœud représentant un volume de masse M_i , de chaleur spécifique Cp_i et de température T_i [27].

Le bilan thermique en chaque nœud i donne :

$$\frac{M_i}{S_i} Cp_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \sum_{j \in N} h_{ij} (T_j - T_i) + p_i \quad (IV.3)$$

S_i : la section.

N : ensemble des nœuds J pour lesquels T_j est un potentiel connecté à T_i .

P_i : facteur de puits ou de source.

∂t : pas de temps.

Selon le schéma électrique présenté dans la figure IV.1, et en appliquant la loi d'Ohm au nœud de la maille, nous pouvons écrire :

Nœud 1 : (face extérieure de la vitre)

$$\delta_v \rho_v \frac{Cp_v}{2} \frac{\partial T_{ve}}{\partial t} = \frac{P_v}{2} + h_{rvc} (T_c - T_{ve}) + h_{vva} (T_a - T_{ve}) + h_{cv} (T_{vi} - T_{ve}) \quad (IV.4)$$

Nœud 2 : (face intérieure de la vitre)

$$\delta_v \rho_v \frac{Cp_v}{2} \frac{\partial T_{vi}}{\partial t} = \frac{P_v}{2} + h_{cv} (T_{ve} - T_{vi}) + (h_{vpv} + h_{rpv}) (T_p - T_{vi}) \quad (IV.5)$$

Nœud 3 : (absorbeur)

$$\delta_p \rho_p Cp_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = P_p + (h_{vpv} + h_{rpv}) (T_{vi} - T_p) + \frac{S_{pt}}{S_p} h_{cpt} (T_t - T_p) \quad (IV.6)$$

Nœud 4 : (tube)

$$\delta_t \rho_t Cp_t \frac{\partial T_t}{\partial t} = \frac{S_{pt}}{S_p} h_{cpt} (T_p - T_t) + \frac{S_f}{S_t} h_{vft} (T_f - T_t) + \frac{S_i}{S_t} h_{cit} (T_{ii} - T_t) \quad (IV.7)$$

Nœud 5 : (fluide caloporteur)

$$\dot{m}_f Cp_f (T_f - T_{f*}) = \frac{S_f}{S_t} h_{vft} (T_t - T_f) + \frac{S_{if}}{S_i} h_{vfi} (T_{ii} - T_f) \quad (IV.8)$$

Nœud 6 : (face intérieure de l'isolant)

$$\delta_i \rho_i \frac{Cp_i}{2} \frac{\partial T_{ii}}{\partial t} = h_{ci} (T_{ie} - T_{ii}) + \frac{S_i}{S_t} h_{cit} (T_t - T_{ii}) + \frac{S_{if}}{S_i} h_{vfi} (T_f - T_{ii}) \quad (IV.9)$$

Nœud 7 : (face extérieure de l'isolant)

$$\delta_i \rho_i \frac{C_{p_i}}{2} \frac{\partial T_{ie}}{\partial t} = h_{ci} (T_{ii} - T_{ie}) + h_{ris} (T_s - T_{ie}) + h_{via} (T_a - T_{ie}) \quad (IV.10)$$

$$S_v = S_p = S_i$$

Où :

S_v, S_p, S_i , surfaces respectives de la vitre, de l'absorbeur et de l'isolant.

S_{if} : Surface fictive de l'écoulement d'eau sur l'isolant.

S_{pt} : Surface de la jonction plaque absorbante-tube.

S_f : Surface de contact tube-fluide.

S_t : Surface du tube.

$$S_{if} = N \cdot D_e \cdot L$$

$$S_{pt} = N \cdot D_e \cdot \frac{\pi}{4} \cdot L$$

$$S_f = N \cdot \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$S_t = N \cdot \pi \cdot D_e \cdot L$$

$\delta_v, \delta_p, \delta_i, \delta_t$: Epaisseurs respectives de la vitre, de l'absorbeur, de l'isolant, et du tube.

$\rho_v, \rho_p, \rho_i, \rho_t$: Masses volumiques respectivement de la vitre, de l'absorbeur, de l'isolant, et du tube.

$C_{p_v}, C_{p_p}, C_{p_f}, C_{p_i}, C_{p_t}$: Chaleurs spécifiques respectivement de la vitre, de l'absorbeur, du fluide caloporteur, de l'isolant, et du tube.

T_c, T_a : Température du ciel et température ambiante.

T_{vi}, T_{ve} : Températures respectives des faces intérieure et extérieure de la vitre.

T_{ii}, T_{ie} : Températures respectives des faces intérieure et extérieure de l'isolant.

T_f, T_p : Température du fluide caloporteur et de la plaque absorbante.

T_t : Température du tube.

T_{f^*} : Température du fluide caloporteur de la tranche précédente.

IV.3.2 La dalle chauffante

En effectuant un bilan thermique au niveau de chaque nœud, on obtient un système de deux équations décrivant le comportement du plancher.

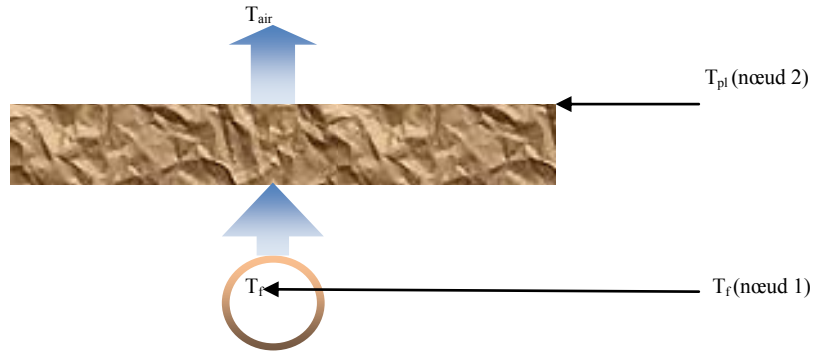


Figure IV.5 : Nœuds considérés dans le plancher

Nœud 1 : (le fluide caloporteur)

$$M_f C_{p_f} \frac{\partial T_f}{\partial t} + U_f C_{p_f} \frac{\partial T_f}{\partial y} = h_{vplf} S_{plf} (T_{pl} - T_f) + h_{cplf} S_{pl} (T_{pl} - T_f) \quad (IV. 11)$$

En divisant par $M_f \cdot C_{p_f}$, on obtient :

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{U_f U_{fmax}}{M_f} \frac{\partial T_f}{\partial y} = \frac{h_{vplf} S_{plf}}{M_f C_{p_f}} (T_{pl} - T_f) + \frac{h_{cplf} S_{pl}}{M_f C_{p_f}} (T_{pl} - T_f) \quad (IV. 12)$$

Nœud2: (le plancher)

$$\frac{dT_{pl}}{dt} = \frac{h_{vplf} S_{plf}}{M_{pl} C_{p_{pl}}} (T_f - T_{pl}) - \frac{S_{pl}}{M_{pl} C_{p_{pl}}} (\varphi_{vpla} + \varphi_{rpl}) \quad (IV. 13)$$

Avec :

φ_{rpl} : Echange par rayonnement avec l'air.

φ_{vpla} : Echange par convection avec l'air.

IV.4 Résolution du système d'équations

Les équations précédentes forment deux systèmes d'équations différentielles non linéaires (capteur et plancher chauffant) dont les inconnues sont les températures.

III.4.1 Le capteur solaire plan

Nous avons obtenu un système de sept équations différentielles ordinaires non linéaires, non autonome et couplées dont la résolution est effectuée par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4, pour cela il faut mettre le système d'équations précédent sous la forme :

$$f(T_{ve}) = \frac{dT_{ve}}{dt} = \frac{2}{\delta_v \rho_v C_{p_v}} \left[\frac{P_v}{2} + h_{rvc} (T_c - T_{ve}) + h_{vva} (T_a - T_{ve}) + h_{cv} (T_{vi} - T_{ve}) \right] \quad (IV. 14)$$

$$f(T_{vi}) = \frac{dT_{vi}}{dt} = \frac{2}{\delta_v \rho_v C_{p_v}} \left[\frac{P_v}{2} + h_{cv} (T_{ve} - T_{vi}) + (h_{vpv} + h_{rpv})(T_p - T_{vi}) \right] \quad (IV. 15)$$

$$f(T_p) = \frac{dT_p}{dt} = \frac{1}{\delta_p \rho_p C_{p_p}} \left[P_p + (h_{vpv} + h_{rvp})(T_{vi} - T_p) + \frac{S_{pt}}{S_p} h_{cpt} (T_t - T_p) \right] \quad (IV.16)$$

$$f(T_t) = \frac{dT_t}{dt} = \frac{1}{\delta_t \rho_t C_{p_t}} \left[\frac{S_{pt}}{S_p} h_{cpt} (T_p - T_t) + \frac{S_f}{S_t} h_{vft} (T_f - T_t) + \frac{S_i}{S_t} h_{cit} (T_{ii} - T_t) \right] \quad (IV.17)$$

$$f(T_f) = \frac{dT_f}{dt} = \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \left[\frac{S_f}{S_t} h_{vft} (T_t - T_f) + \frac{S_{if}}{S_i} h_{vfi} (T_{ii} - T_f) \right] \quad (IV.18)$$

$$f(T_{ii}) = \frac{dT_{ii}}{dt} = \frac{2}{\delta_i \rho_i C_{p_i}} \left[h_{ci} (T_{ie} - T_{ii}) + \frac{S_i}{S_t} h_{cit} (T_t - T_{ii}) + \frac{S_{if}}{S_i} h_{vfi} (T_f - T_{ii}) \right] \quad (IV.19)$$

$$f(T_{ie}) = \frac{dT_{ie}}{dt} = \frac{2}{\delta_i \rho_i C_{p_i}} [h_{ci} (T_{ii} - T_{ie}) + h_{ris} (T_s - T_{ie}) + h_{via} (T_a - T_{ie})] \quad (IV.20)$$

IV.4.2 La dalle chauffante

Après la formulation mathématique du système, on discrétise les deux équations par la méthode des différences finies en adoptant descendant pour le terme convectif du fluide et un schéma explicite pour le terme transitoire [31].

➤ Pour le fluide :

$$T_{fi}^{t+1} = T_{fi}^t \left[1 - \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta y} \right) \left(\frac{U_f U_{fmax}}{M_f} \right) - \left(\frac{h_{vplf} S_{plf} \Delta t_1}{M_f C_{p_f}} \right) - \left(\frac{h_{cplf} S_{pl} \Delta t_1}{M_f C_{p_f}} \right) \right] + \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta y} \frac{U_f U_{fmax}}{M_f} \right) T_{fi-1}^t + \left[\frac{h_{vplf} S_{plf} \Delta t_1}{M_f C_{p_f}} + \frac{h_{cplf} S_{pl} \Delta t_1}{M_f C_{p_f}} \right] T_{pl}^t \quad (IV.21)$$

➤ Pour le plancher :

$$T_{pl}^{t+1} = T_{pl}^t \left[1 - \frac{h_{vplf} S_{plf} \Delta t_2}{M_{pl} C_{p_{pl}}} \right] + \left(\frac{h_{vplf} S_{plf} \Delta t_2}{M_{pl} C_{p_{pl}}} \right) T_{fm}^t - \left(\frac{S_{pl} \Delta t_2}{M_{pl} C_{p_{pl}}} \right) (\varphi_{vpla} + \varphi_{rpl}) \quad (IV.22)$$

Avec :

$$T_{fm}^t = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N=8} T_{fi}^t \quad (IV.23)$$

On ne considère qu'un seul nœud pour le plancher, pour cette raison on adopte une température du fluide moyenne qu'on injecte lors de la discrétisation de l'équation (IV.13).

IV.4.2.1 Le critère de stabilité

Après discrétisation, on calcule le critère de stabilité pour un schéma explicite, il faut que tous les termes des deux équations soient positifs.

➤ Pour le fluide :

$$\left[1 - \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta y} \right) \left(\frac{U_f U_{fmax}}{M_f} \right) - \left(\frac{h_{vplf} S_{plf} \Delta t_1}{M_f C_{pf}} \right) - \left(\frac{h_{cplf} S_{pl} \Delta t_1}{M_f C_{pf}} \right) \right] \geq 0 \quad (IV.24)$$

$$\Delta t_1 \leq \frac{1}{\left(\frac{U_f U_{fmax}}{\Delta y M_f} \right) + \left(\frac{h_{vplf} S_{plf}}{M_f C_{pf}} \right) + \left(\frac{h_{cplf} S_{pl}}{M_f C_{pf}} \right)} \quad (IV.25)$$

➤ Pour le plancher :

$$\left[1 - \frac{h_{vplf} S_{plf} \Delta t_2}{M_{pl} C_{ppl}} \right] \geq 0 \quad (IV.26)$$

$$\Delta t_2 \leq \frac{1}{\frac{h_{vplf} S_{plf}}{M_{pl} C_{ppl}}} \quad (IV.27)$$

Le critère de stabilité serait :

$$\Delta t = \min(\Delta t_1, \Delta t_2) \quad (IV.28)$$

IV.4.2.2 Conditions aux limites et conditions initiales

Après la discrétisation on pose les conditions aux limites pour le fluide :

A la limite inférieure, au premier nœud, la température du fluide est égale à la température de sortie du capteur solaire.

➤ **Conditions aux limites**

$$0 \leq y \leq 0.2 \quad \Rightarrow T_{f1}^t = T_{sc}^t$$

Avec :

T_{f1}^t : Température du fluide au premier nœud.

T_{sc}^t : Température du fluide sortie capteur.

➤ **Conditions initiales**

On suppose que le système est à une température initiale correspond à la température ambiante.

IV.5 Traitement informatique

IV.5.1 Principe de simulation

Le problème consiste à déterminer en fonction des paramètres externes (conditions météorologiques) et paramètres internes de fonctionnement :

- Les températures au niveau de chaque partie composant le capteur.

- La température moyenne du fluide chauffant.
- La température superficielle du plancher.

Il s'agit de résoudre à tour de rôle les équations régissant le comportement thermique du capteur et l'équation de diffusion de chaleur dans le béton à chaque pas de temps. Pour le capteur solaire plan le système d'équations obtenu sera résolu par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4, par ailleurs la résolution des équations décrivant le comportement du plancher nécessite une discrétisation par la méthode des différences finies.

Cette méthode nécessite des calculs numériques qui rendent indispensable l'usage de l'ordinateur.

IV.5.2 Programme principal

Le programme informatique élaboré est écrit en **FORTRAN**. Il suit les démarches suivantes :

IV.5.2.1 Le capteur

1. Entrée des données et calcul des constantes.
2. Calcul des différents échanges thermiques qui sont indépendants de la température à savoir :
 - Les coefficients d'échange thermique par conduction entre :
 - Les deux faces de la vitre.
 - Les faces supérieure et inférieure de l'isolant.
 - La plaque absorbante et le tube.
 - Le tube et l'isolant.
 - Le coefficient d'échange thermique dû au vent.
3. On calcule, à chaque pas de temps (on prend l'intervalle de temps entre 6^h00 du matin et 18^h00) :
 - Le rayonnement solaire frappant le capteur solaire.
 - La puissance absorbée par la vitre et la plaque absorbante.
 - La température ambiante et la température du ciel.
4. Nous supposons au départ que chaque composant du capteur est à la température ambiante T_a , sauf les températures du fluide caloporteur, et de l'absorbeur, les tubes, qui sont à des températures légèrement supérieures.
 - Calcul les propriétés du fluide caloporteur :
 - La masse volumique.
 - La conductivité thermique.

- La viscosité cinématique et dynamique.
 - La capacité thermique.
 - Calcul des coefficients d'échange thermique par rayonnement entre :
 - La vitre (côté extérieur) et la voûte céleste.
 - La vitre (côté intérieur) et la plaque absorbante.
 - L'isolant (côté extérieur) et le sol.
 - Calcul des coefficients d'échange thermique par convection entre :
 - La vitre (côté extérieur) et l'ambiance.
 - La vitre (côté intérieur) et la plaque absorbante.
 - Le tube et le fluide caloporteur.
 - Le fluide et l'isolant.
 - L'isolant et l'ambiance.
 - Résolution du système d'équation par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4.
5. La quatrième étape est reprise avec les températures obtenues.

IV.5.2.2 Le plancher

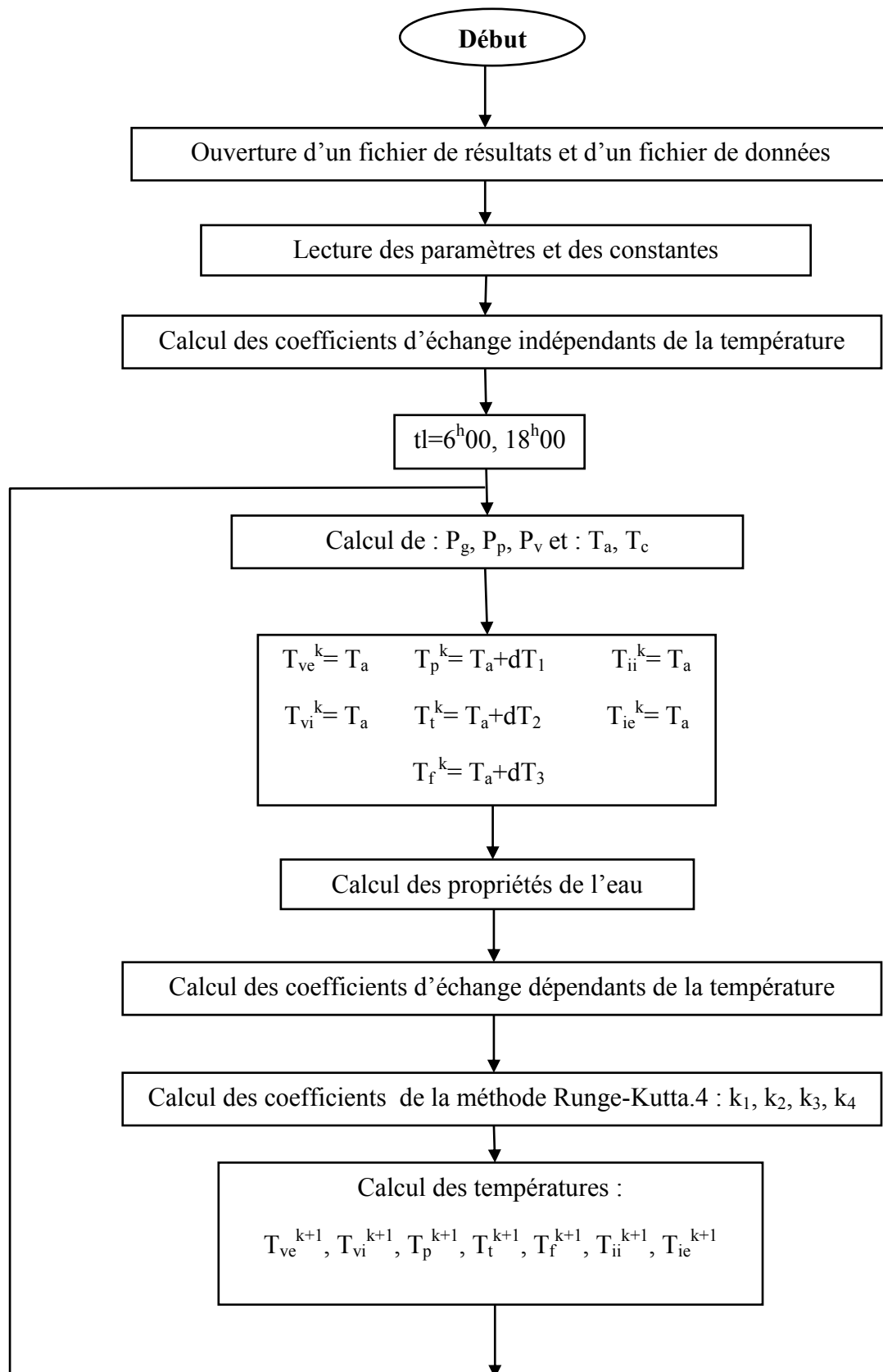
Les diverses étapes de résolution sont les suivantes :

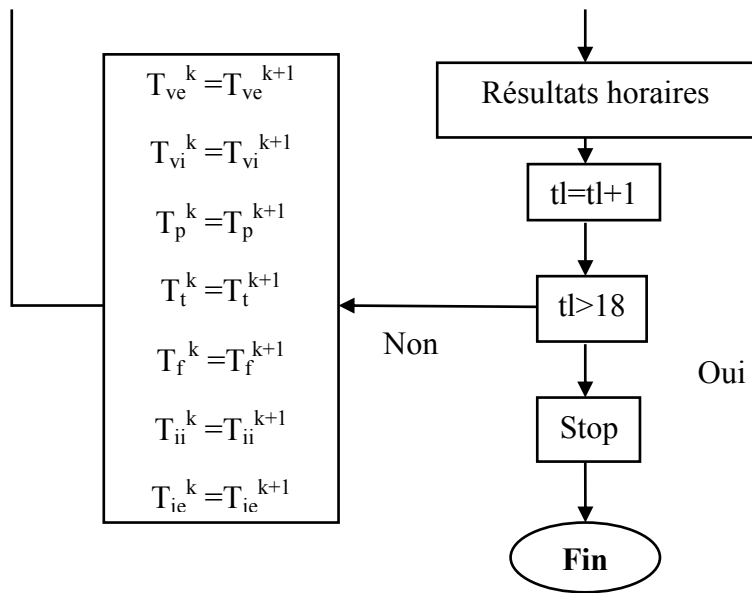
1. Calcul du coefficient d'échange thermique par conduction à travers le béton, qui est indépendant de la température, et du temps.
2. Nous supposons au départ que les températures du plancher et du fluide sont à la température ambiante, et que la température du fluide chauffant à l'entrée du serpentin est portée à la température de préchauffage.
3. Entrée de la température de préchauffage et du débit de circuit.
4. Initialisation des températures du béton et du fluide caloporteur et on calcul pour la température initiale du fluide ;
 - Les propriétés du fluide caloporteur :
 - La masse volumique.
 - La conductivité thermique.
 - La viscosité cinématique et dynamique.
 - La capacité thermique.
 - Calcul du coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la surface de plancher et l'air ambiant.

- Calcul du coefficient d'échange thermique par convection entre :
 - Le fluide et le béton.
 - La surface de plancher et l'air ambiant.
 - Calcul du critère de stabilité.
 - Calcul des températures :
 - Température du fluide dans les différents nœuds.
 - Température moyenne du fluide.
 - Température surfacique du plancher.
5. La quatrième étape est reprise avec les températures obtenues.
6. Calcul du rendement.

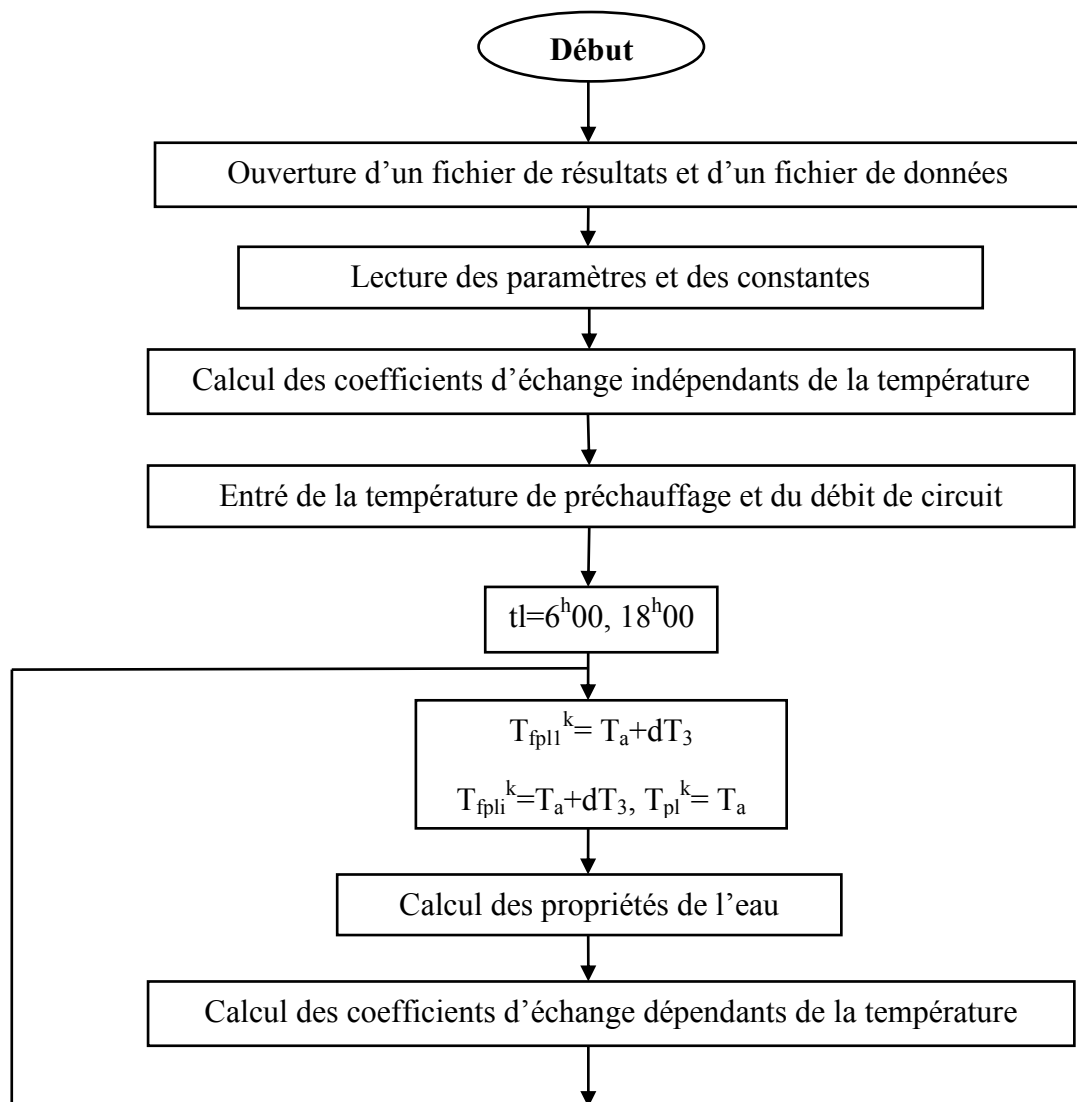
IV.6 Organigramme développé pour le calcul numérique

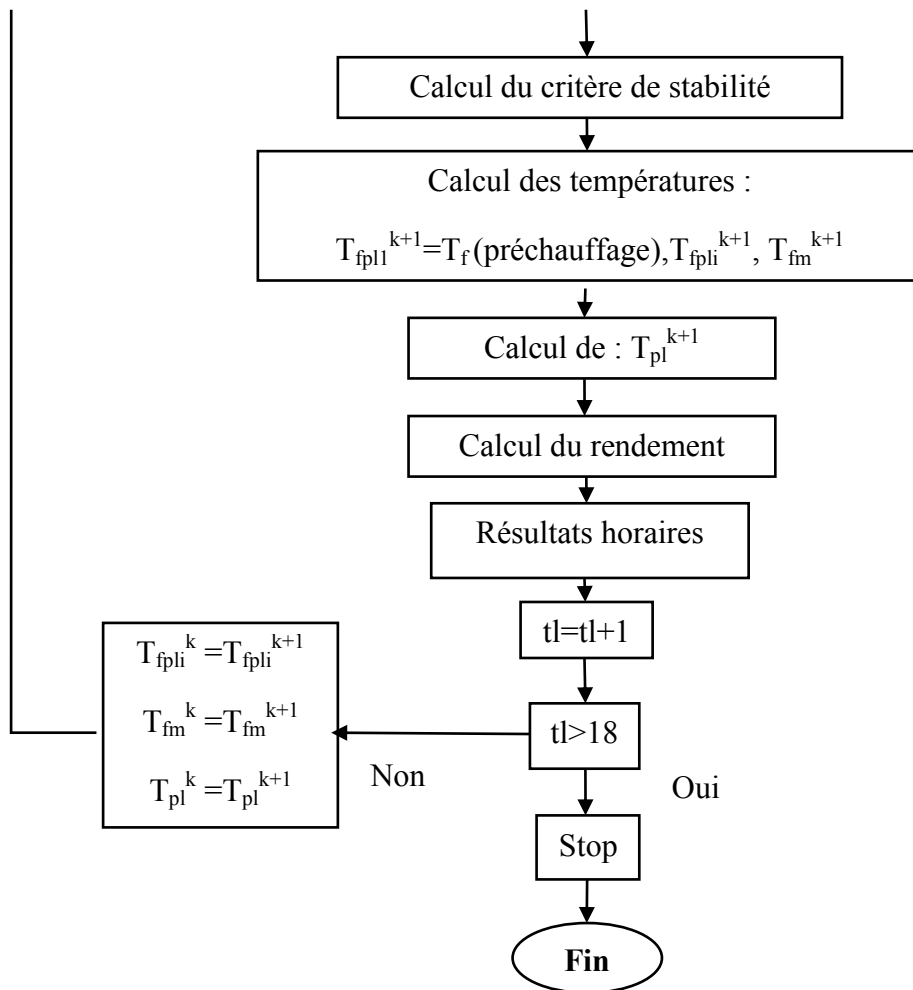
IV.6.1 Le capteur solaire





IV.6.2. La dalle chauffante

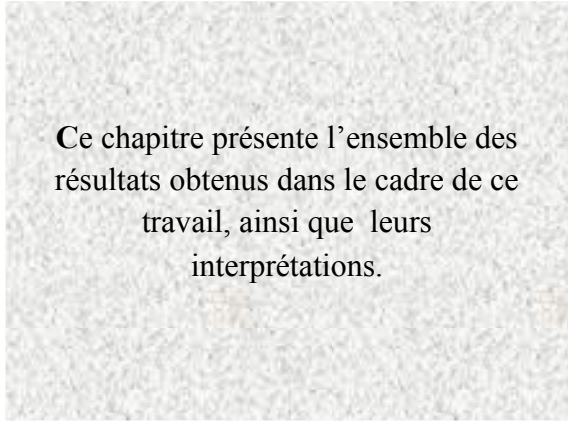






Chapitre V

Interprétation et discussion des résultats



Ce chapitre présente l'ensemble des résultats obtenus dans le cadre de ce travail, ainsi que leurs interprétations.

Un programme de calcul a été développé en langage FORTRAN et utilisé pour simuler le fonctionnement du plancher solaire direct (PSD) et obtenir en régime dynamique, l'évolution des températures dans les différents éléments constituant le système couplé (Capteur plan, Dalle chauffante). Les caractéristiques optimales de notre installation seront déterminées.

Pour des raisons de confort, il s'agit alors essentiellement de déterminer:

- L'énergie moyenne reçue par mètre carré de capteur et par jour pour le mois considérés.
- L'épaisseur optimale de la couche de béton.
- La surface de capteur rapportée à l'aire du plancher équipé (ratio de captation).
- La température minimale que doit atteindre l'eau pour que le chauffage soit suffisant.
- La température de plancher ne doit pas dépasser 28 à 30°C, et qu'elle soit en tout temps supérieure ou égale à la température de consigne de l'air.

Les résultats sont présentés sous forme de graphes. Afin de valider nos résultats nous avons utilisé les données d'une étude expérimentale menée au Centre des Energies Renouvelables de Bouzaréah (CDER, Alger) :

Latitude 36°.8 Nord, Longitude 3°.12 Est, Altitude 345, Albédo 0.2.

Le 05 Mars 2000 est choisi comme jour de calcul.

V.1 Variation temporelle des puissances solaires reçue et absorbées

La figure V.1 illustre l'évolution temporelle du rayonnement solaire globale reçu par mètre carré de surface plane horizontale (pendant une journée) pour le jour de calcul choisi, et des puissances absorbées par la vitre et par l'absorbeur.

Il apparait clairement que la puissance reçue est maximale entre 12^h00 et 14^h00 (symétrie par rapport au midi solaire).

En outre les courbes de variation des puissances absorbées présentent une allure similaire à celle du rayonnement, néanmoins la puissance absorbée par la plaque de l'absorbeur reste nettement supérieure à celle absorbée par la vitre ce qui peut être aisément expliqué par le faible coefficient d'absorption et le coefficient de transmission élevé de la couverture à l'opposé du coefficient d'absorption élevé de la plaque.

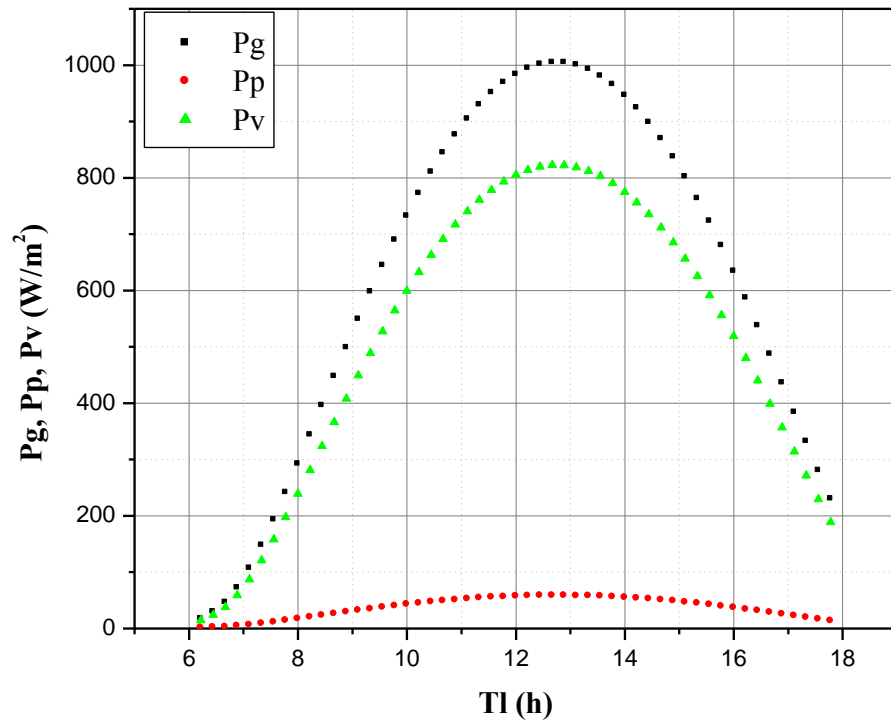


Figure V.1 : Variation temporelle des puissances solaires reçues et absorbées

V.2 Variation temporelle des températures de l'ambiance et du ciel

L'observation de la figure V.2 permet de remarquer que l'allure des courbes représentant la variation temporelle des températures du ciel et de l'ambiance est similaire.

Ce qui peut être expliqué par relation linéaire de ces deux températures.

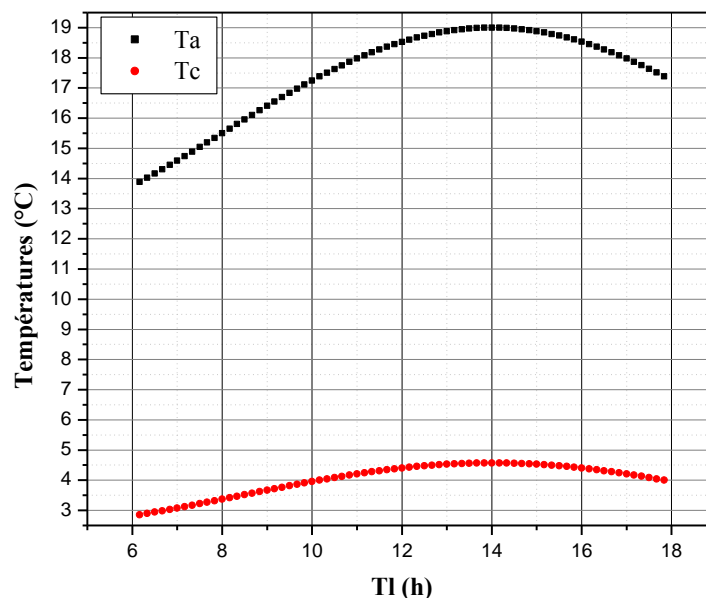


Figure V.2 : Variation temporelle des températures de l'ambiance et du ciel

V.3 Paramètres de fonctionnement du système

L'influence de nombreux paramètres sur les caractéristiques de fonctionnement du système (Plancher-Capteur) fonctionnent en régime transitoire à été examiné.

V.3.1 Influence du rayonnement global sur la température du plancher

Il apparait clairement sur la figure V.3 que la température du plancher est une fonction linéaire croissante du rayonnement solaire. Nous pouvons constaté que pour de grandes puissances, la température du plancher est d'autant plus élevée que l'irradiation reçue est importante.

En effet la quantité de chaleur transférée par le fluide caloporteur (l'eau) chauffé par le capteur solaire, s'accumule au niveau du plancher et élève considérablement sa température, ce qui lui permettra de transmettre davantage de chaleur à l'air environnant par convection naturelle et par rayonnement.

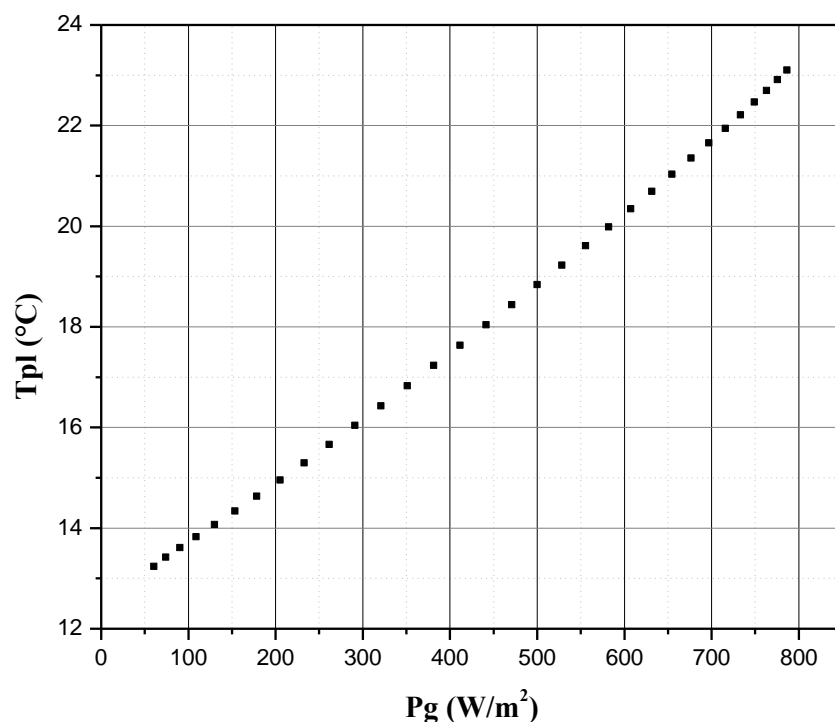


Figure V.3 : Variation de la température du plancher en fonction du rayonnement global

V.3.2 Influence de la température du fluide sortie capteur-entrée dalle

L'effet de la température d'entrée du fluide caloporteur sur la température superficielle du plancher est mis en évidence sur la figure V.4 qui permet d'observer que la température du plancher est une fonction linéaire croissante de la température d'eau sortie capteur-entrée dalle. Il en résulte que, pour une température d'entrée-capteur donnée, l'augmentation de cette dernière conduit à un accroissement de la température du plancher chauffant.

En supposant les pertes thermiques entre le capteur et la dalle, négligeables, la chaleur cédée à la dalle est égale à l'énergie captée par le capteur (la puissance utile).

En effet, l'énergie utile récupérée par le fluide caloporteur étant étroitement liée à l'écart de température entre la sortie et l'entrée du fluide, il s'ensuit un accroissement de celle-ci et par conséquent de la température du plancher.

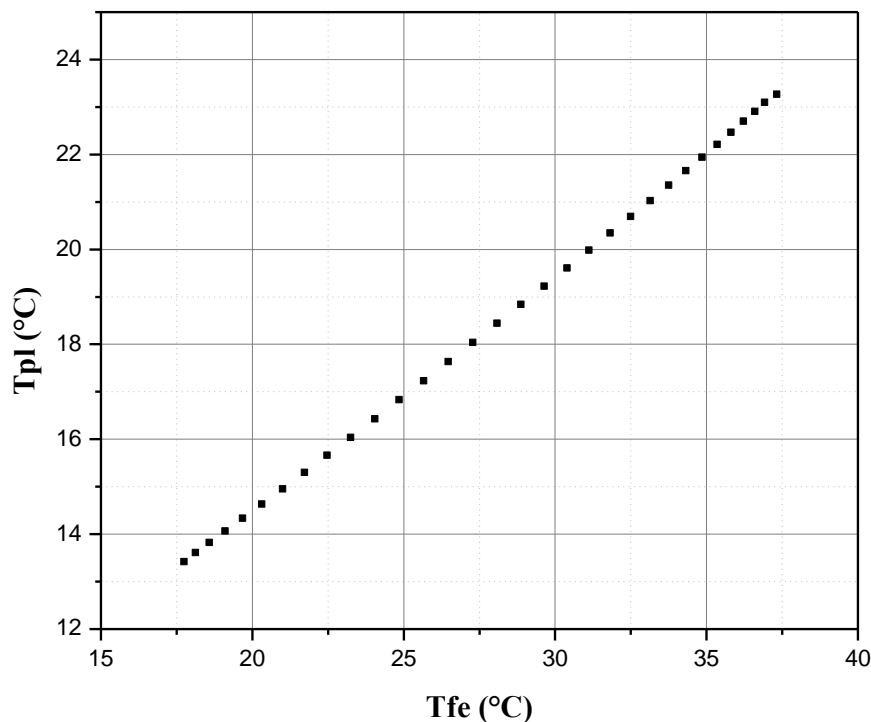


Figure V.4 : Variation de la température du plancher en fonction de la température du fluide caloporteur à l'entrée de la dalle

Le choix de la température de départ du fluide n'est pas aussi facile qu'il apparaît du fait que la température de départ dans le plancher va influencer :

- La température superficielle du sol.
- Les émissions thermiques hautes du plancher chauffant, donc, de la longueur de la boucle et par conséquent du pas.

Aussi l'influence de nombreux paramètres sur la température de sortie d'eau du capteur solaire plan a été examinée.

V.3.2.1 Influence de l'irradiation globale

L'irradiation solaire constitue le paramètre le plus important vu son influence sur le capteur solaire. La figure V.5 qui représente la variation de la température de sortie d'eau en fonction de l'irradiation globale, montre que le réchauffement de l'eau est d'autant plus élevé que l'irradiation solaire reçue est plus importante, ce qui permet de déduire que l'augmentation de l'irradiation globale a un effet direct sur l'augmentation de la température d'eau sortie capteur.

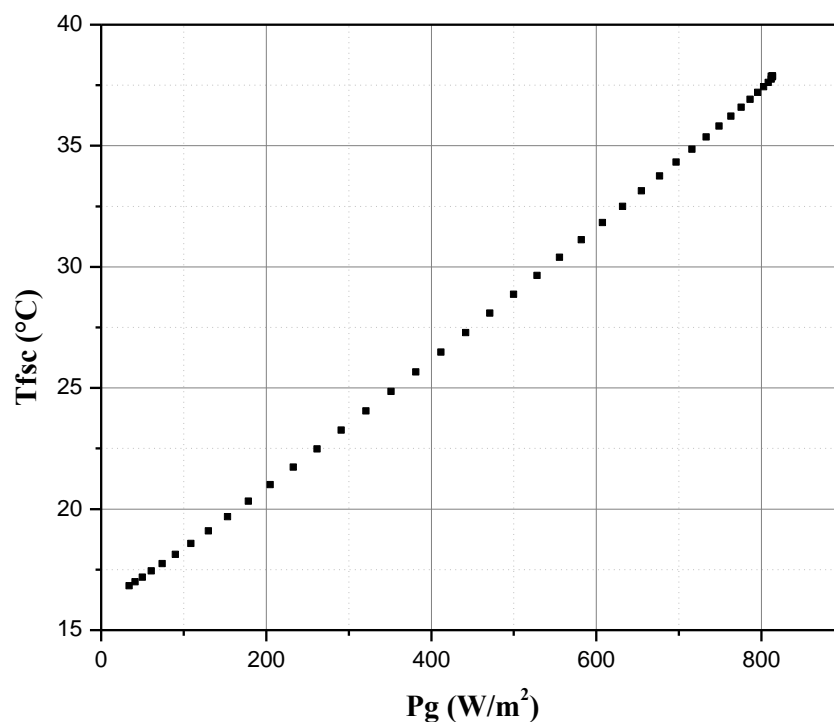


Figure V.5 : Variation de la température du fluide caloporteur en fonction du rayonnement global

V.3.2.2 Influence de la vitesse de vent

La figure V.6 permet de remarquer que l'augmentation de la vitesse du vent influe favorablement sur la température de l'eau après 10^h00 où la puissance solaire est devenue importante.

En effet l'accroissement de la vitesse du vent engendre une chute de la température de la vitre, ce qui accroît l'écart de température entre l'absorbeur et la vitre conduisant à une augmentation de la température d'eau sortie capteur.

L'effet inverse est observé pour des valeurs de la puissance solaire moins importantes (avant 10^h00), cela est dû à l'inertie thermique du capteur.

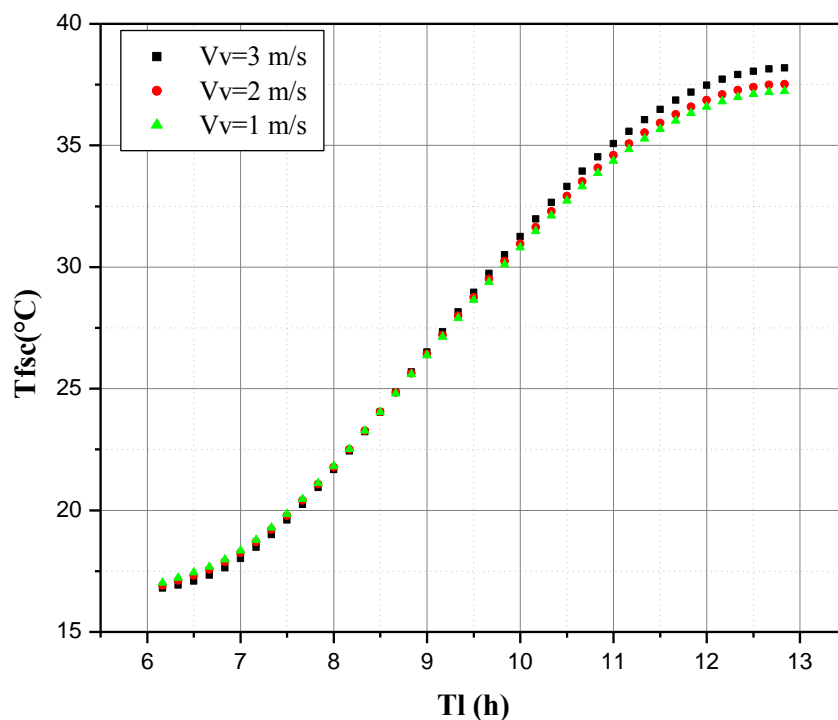


Figure V.6 : Evolution de la température du fluide caloporteur sortie capteur en fonction de la vitesse du vent

V.3.2.3 Influence du débit d'eau

Il est évident que la température d'eau sortie capteur dépend étroitement du débit de circulation d'eau, ainsi, la figure V.7, permet d'observer un accroissement très important de la température d'eau pour de faibles valeurs du débit.

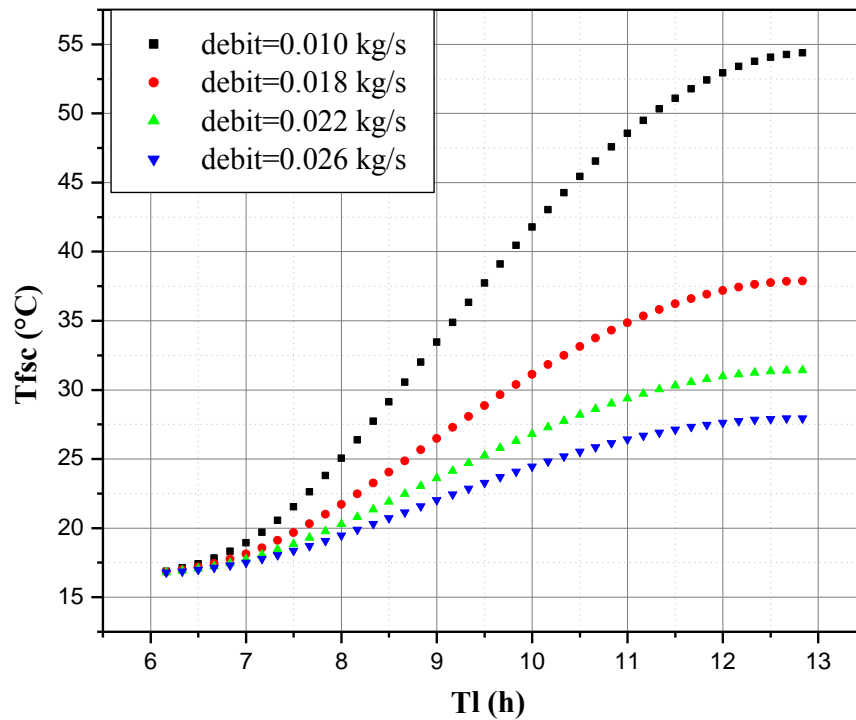


Figure V.7 : Evolution de la température du fluide caloporteur sortie capteur en fonction du débit

V.3.2.4 Influence de la température de la plaque absorbante

Effet de la température de l'absorbeur sur la température de l'eau

La figure V.8 montre une croissance linéaire de la température de l'eau en fonction de celle de la plaque absorbante, ce qui permet de déduire que l'augmentation de la température de l'absorbeur a un effet direct sur l'augmentation de la température d'eau sortie capteur.

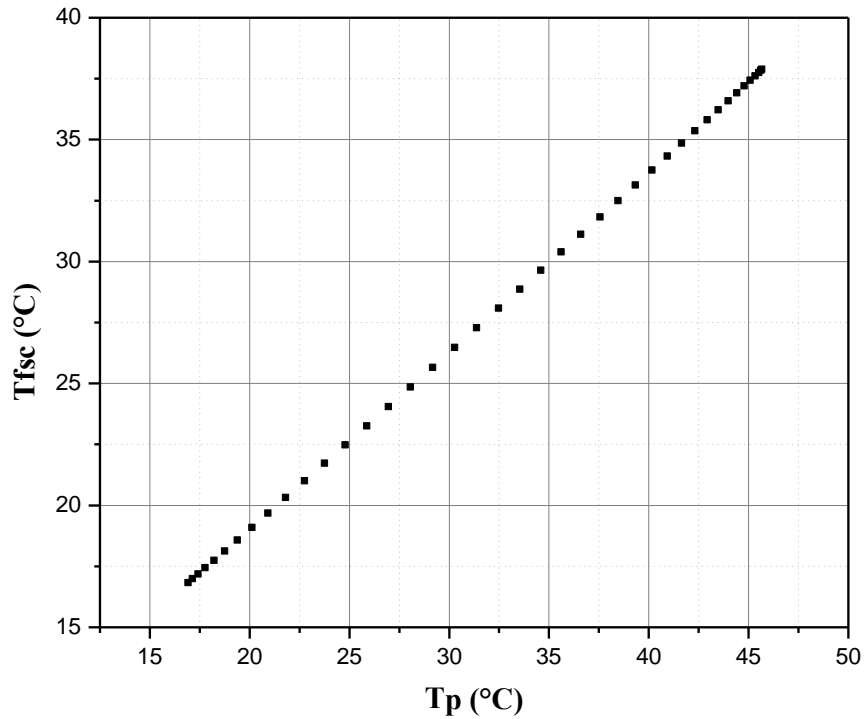


Figure V.8 : Variation de la température du fluide caloporteur sortie capteur en fonction de la température de l'absorbeur

Effet de la sélectivité de l'absorbeur

Il apparaît clairement sur la figure V.9 que la température d'une plaque absorbante dotée d'une surface sélective (en chrome noir $\alpha_p=0.95$) est nettement supérieure à celle en cuivre poli non sélectif ($\alpha_p=0.25$). Nous pouvons constater que l'élévation de l'absorptivité de la surface d'absorbante entraîne l'accroissement de la température absorbée par l'absorbeur d'où l'augmentation de la température d'eau sortie capteur.

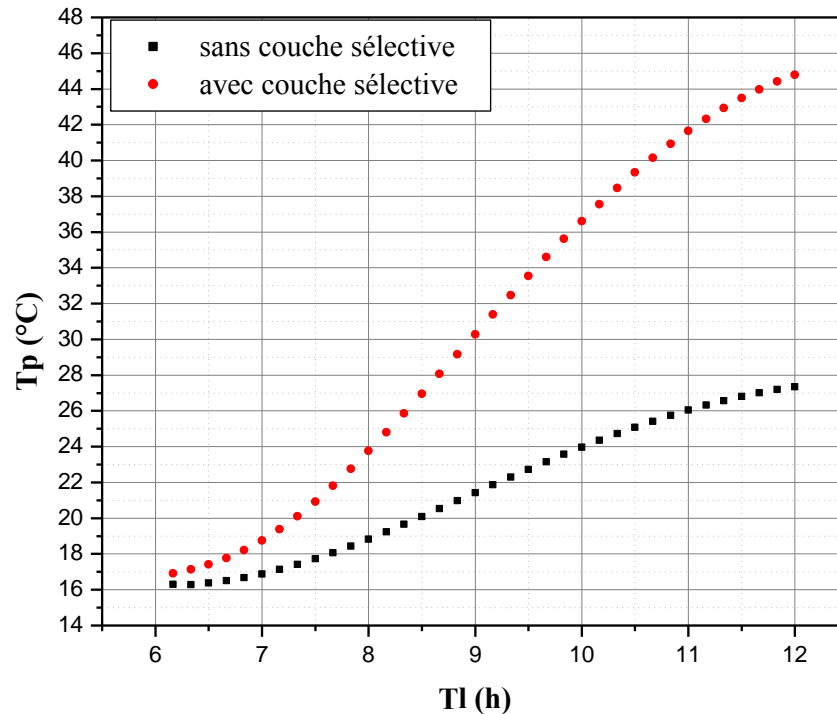


Figure V.9 : Effet de la couche sélective sur la température de l'absorbeur

V.3.2.5 Influence de la différence de température entre l'absorbeur et la vitre

Nous pouvons constater à travers la figure V.10, que la température d'eau sortie capteur augmente lorsque l'écart de température entre la plaque absorbante et la surface intérieure de la vitre augmente.

En fait, cet écart de température apparaît dans le nombre de Rayleigh qui intervient pour déterminer le coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et la vitre, car son augmentation accroît la différence de température entre la vitre et l'absorbeur, et par conséquent la température de l'absorbeur ce qui augmente le mouvement convectif.

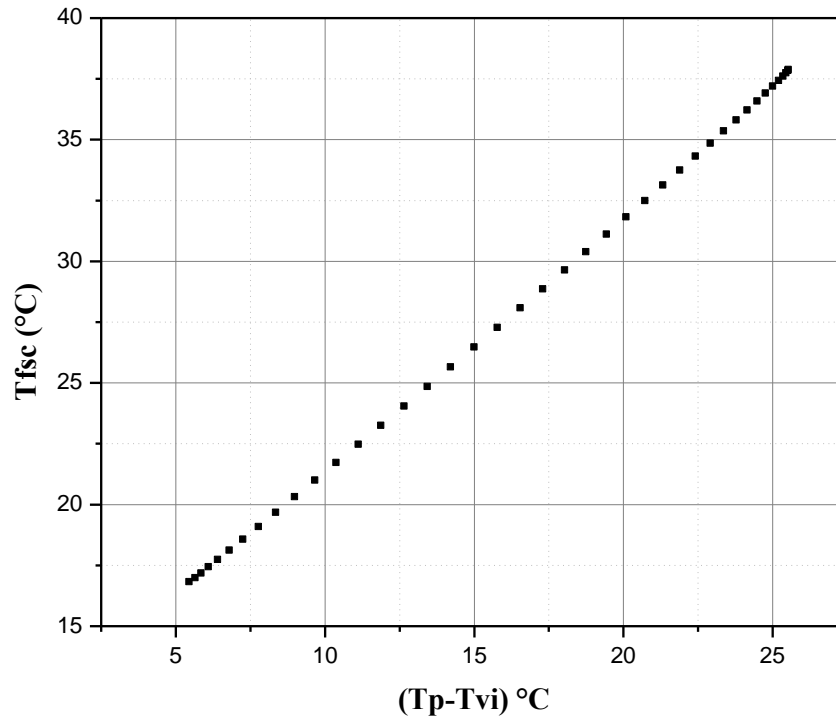


Figure V.10 : Variation de la température du fluide sortie capteur en fonction de l'écart de température entre l'absorbeur et la vitre

V.3.2.6 Influence des propriétés optiques de la vitre

Il apparaît nettement sur la figure V.11 que la nature du matériau de la vitre influe sur la température du fluide sortie capteur. En outre, nous pouvons observer que l'utilisation du polyméthacrylate dont la transmissivité est plus élevée que celle du verre et du polyster armé, et qui transmettra par conséquent une proportion plus importante de l'énergie incidente donnera une température plus élevée au fluide caloporteur.

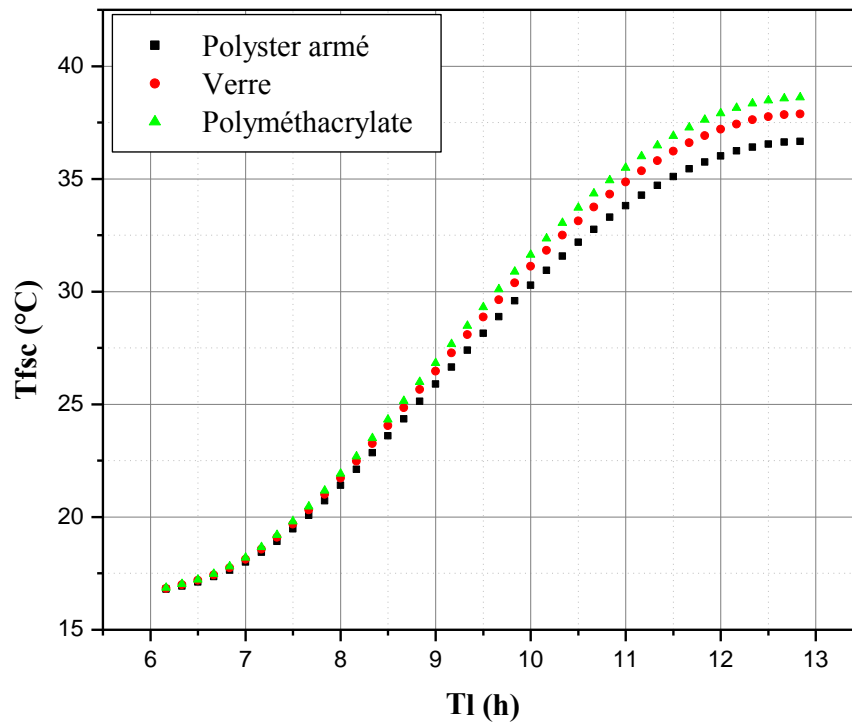


Figure V.11 : Effet des propriétés optiques de la vitre sur la température du fluide sortie capteur

V.3.3 Influence de la surface de captation (le ratio de captation)

La figure V.12.a représente l'évolution temporelle de la température du plancher pour des différentes valeurs de ratio de captation. Nous remarquons que la température du plancher est plus élevée pour un ratio $R=1$, que celle avec un ratio $R=0.5$ et $R=0.3$.

Ce phénomène est dû au fait qu'en augmentant la surface du capteur, on accroît l'énergie cédée à la dalle chauffante, et par conséquent la température du plancher.

Il apparaît clairement sur la figure V.12.b que la température du plancher est une fonction linéaire croissante du ratio de captation.

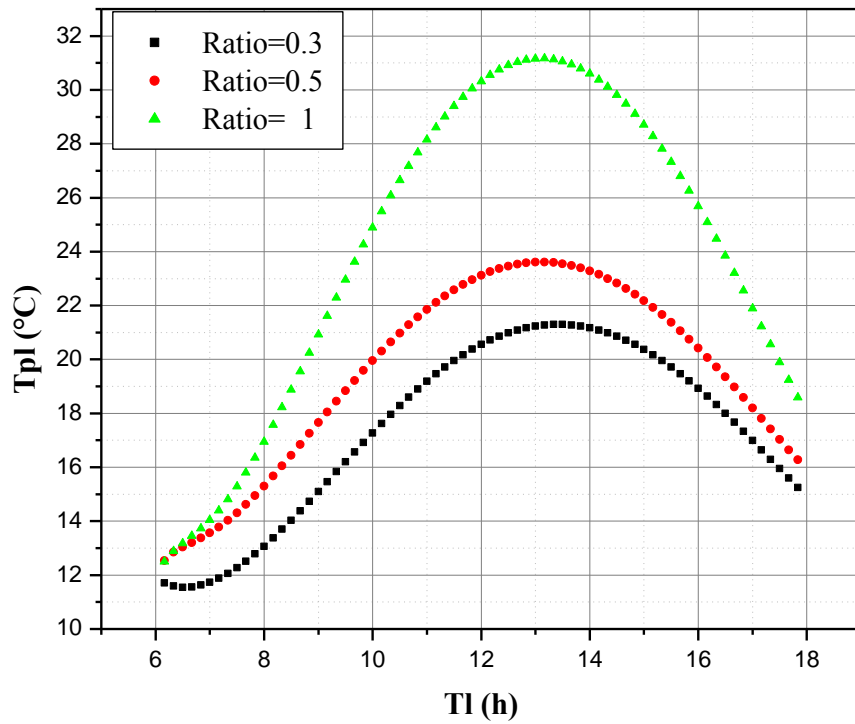


Figure V.12.a : Variation temporelle de la température du plancher en fonction du ratio de captation

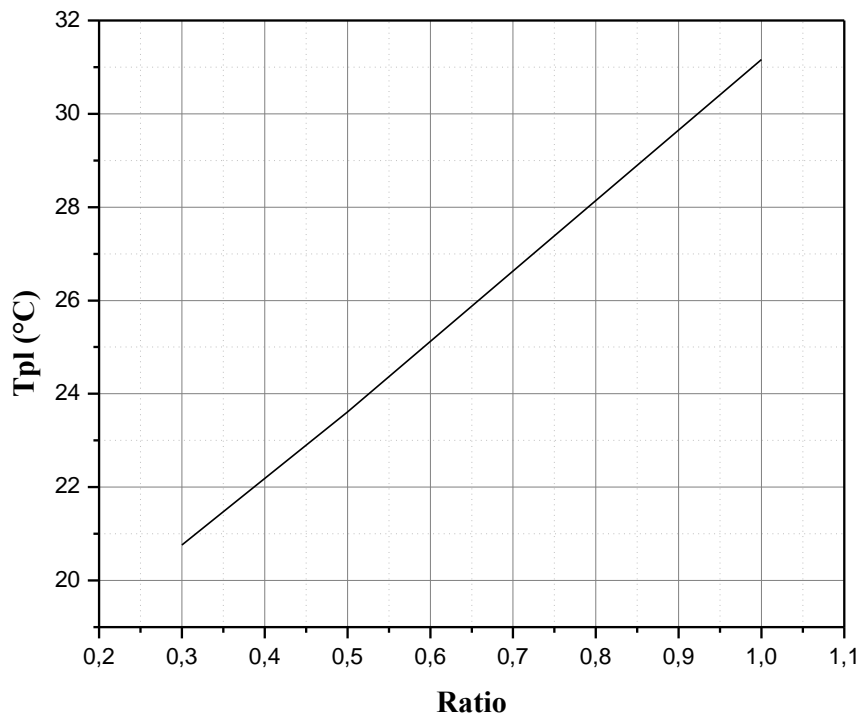


Figure V.12.b : Evolution de la température du plancher en fonction du ratio de captation

Figure V.12 : Effet du ratio de captation sur la température du plancher

V.3.4 Influence du débit du fluide sur la température du plancher

La figure V.13 permet de noter qu'une diminution de la valeur du débit conduit à un accroissement de la température du plancher, qui atteint une valeur maximale de 29°C à 13^h00.

Ainsi lorsque la température superficielle du sol dépasse 28°C (DTU 65.8), il y a lieu de prendre une température de départ d'eau inférieure ou d'augmenter le débit d'eau.

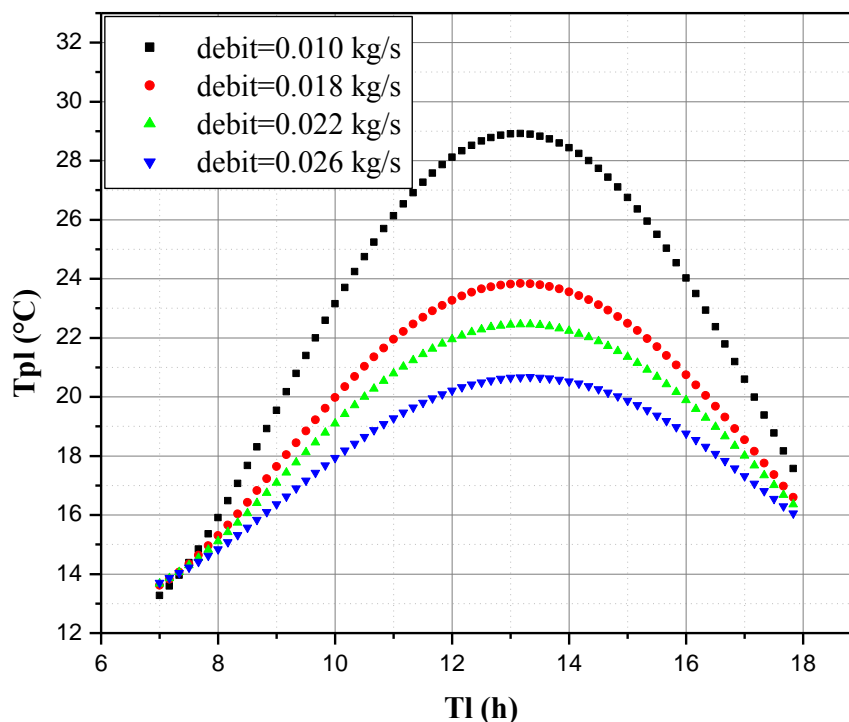


Figure V.13 : Variation temporelle de la température du plancher en fonction du débit

V.3.5 La grille de chauffe

L'utilisation d'un circuit hydraulique dans un plancher chauffant destiné au chauffage à basse température, nécessite de définir deux paramètres importants, le pas de pose et par conséquent la longueur de tube.

V.3.5.1 Le pas de pose

L'augmentation de l'écart entre les tubes du panneau entraîne la diminution de la température superficielle du plancher, cette dernière est donc inversement proportionnelle à l'accroissement du pas de pose (figure V.14.a, figure V.14.b).

Aussi, pour augmenter au maximum la température de sol, on peut chauffer la dalle avec une grille dont le pas de pose est minimal.

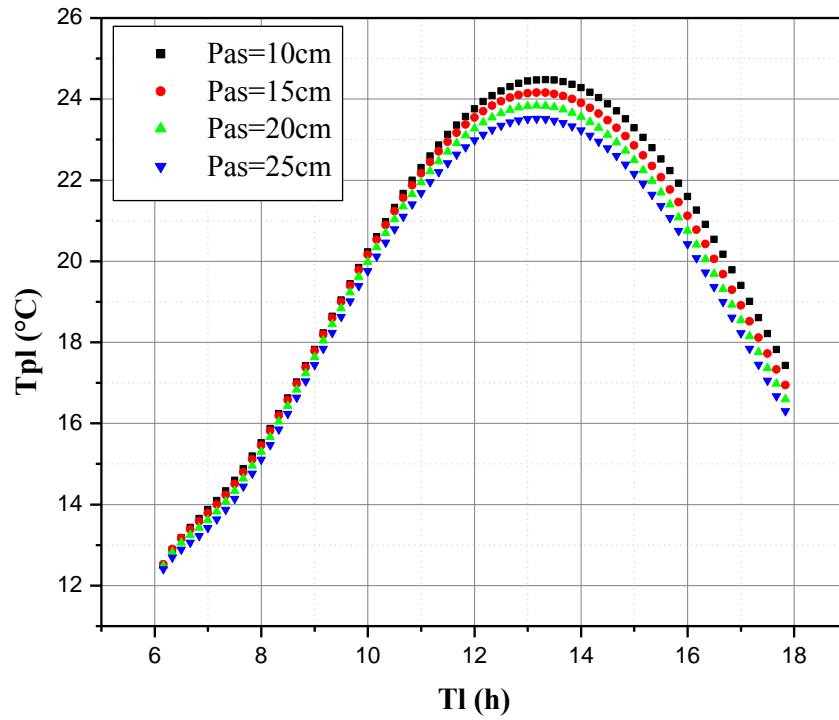


Figure V.14.a : Variation temporelle de la température du plancher en fonction du pas de pose

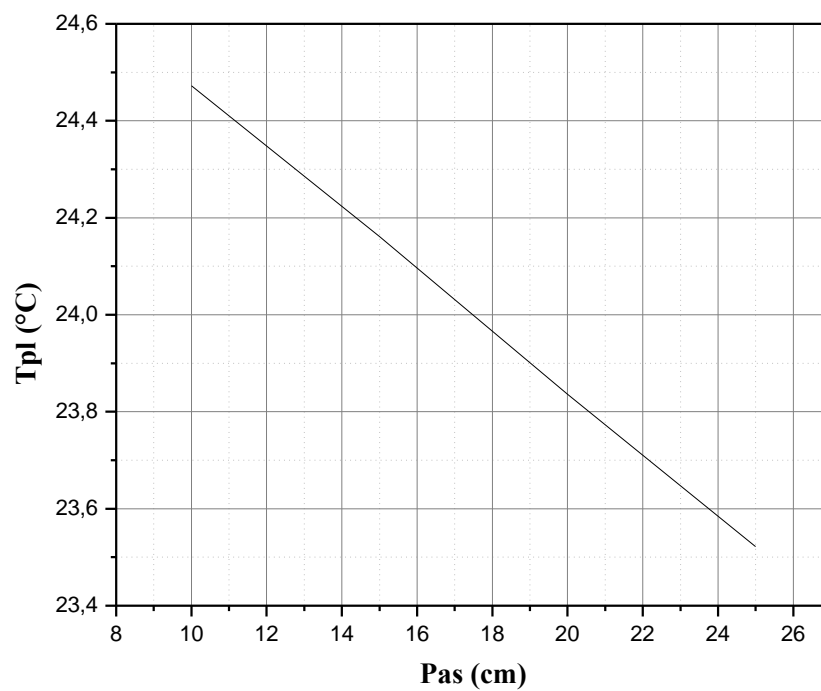


Figure V.14.b : Evolution de la température du plancher en fonction du pas de pose

Figure V.14 : Effet du pas de pose sur la température du plancher

V.3.5.2 La longueur de tube

La température du plancher est également liée à la longueur de la grille de chauffe (figure V.15). Ainsi nous pouvons remarquer sur la figure V.15.a qu'une augmentation de la longueur de tube conduit à un accroissement de la température du plancher.

Ce qui paraît logique, puisque une grille de chauffe constituée par un tube de longueur importante, dont le pas de pose est minimal, peut conduire à une émission de chaleur supérieure et une chute de température d'eau importante, ce qui provoque l'augmentation de la température superficielle de la dalle (figure V.15.b).

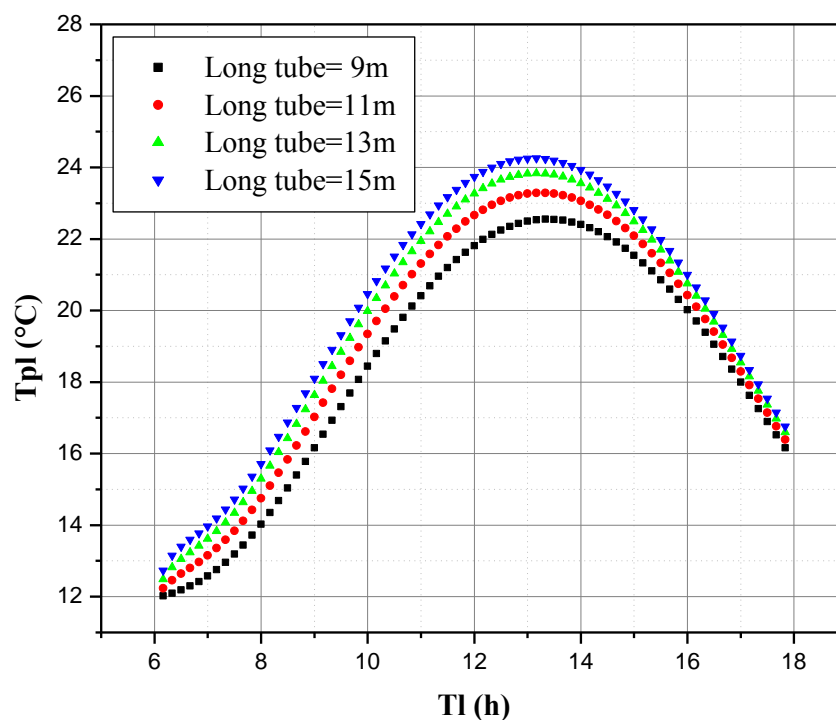


Figure V.15.a : Variation temporelle de la température du plancher en fonction de la longueur de tube

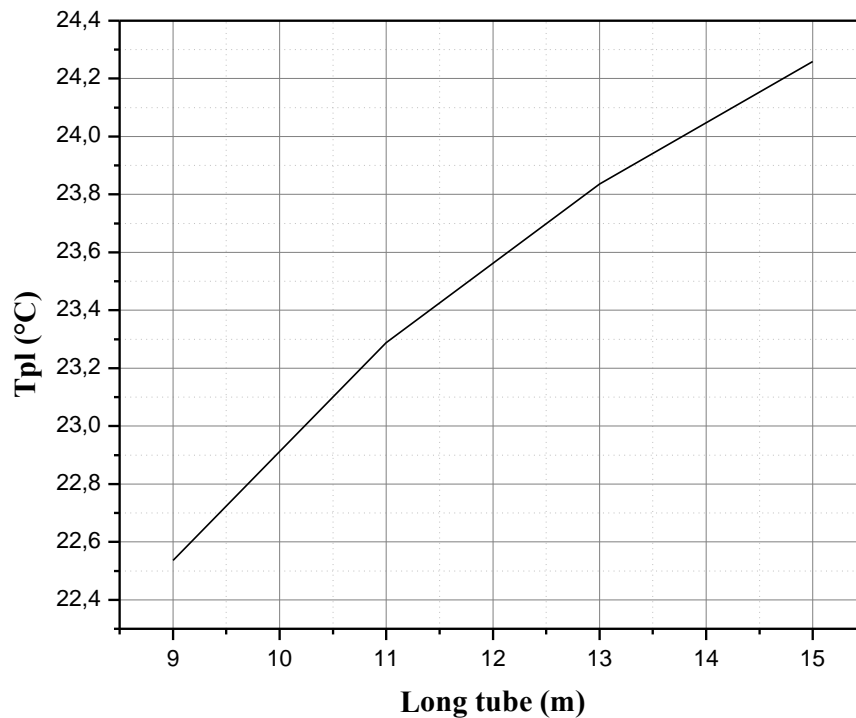


Figure V.15.b : Evolution de la température du plancher en fonction de la longueur de tube

Figure V.15 : Effet de la longueur de tube sur la température du plancher

V.3.6 Influence de l'inertie de la dalle

L'inertie thermique impose un certain temps de retard entre le moment où on introduit l'eau dans le tube et celui où la température de la surface varie.

L'inertie thermique associée au phénomène de conduction dépend de l'épaisseur de la dalle et des caractéristiques thermo physiques des matériaux la constituant (masse volumique, conductivité thermique, émissivité thermique).

V.3.6.1 Influence de l'épaisseur du béton

V.3.6.1.a Effet de l'épaisseur du béton sur la température du plancher

La figure V.16 illustre l'évolution de la température maximale du plancher en fonction du temps pour différentes épaisseurs de la couche du béton. Il apparaît clairement que la température maximale du plancher diminue avec l'augmentation de l'épaisseur de la couche du béton.

La température du plancher sera d'autant plus faible que la masse de béton est importante.

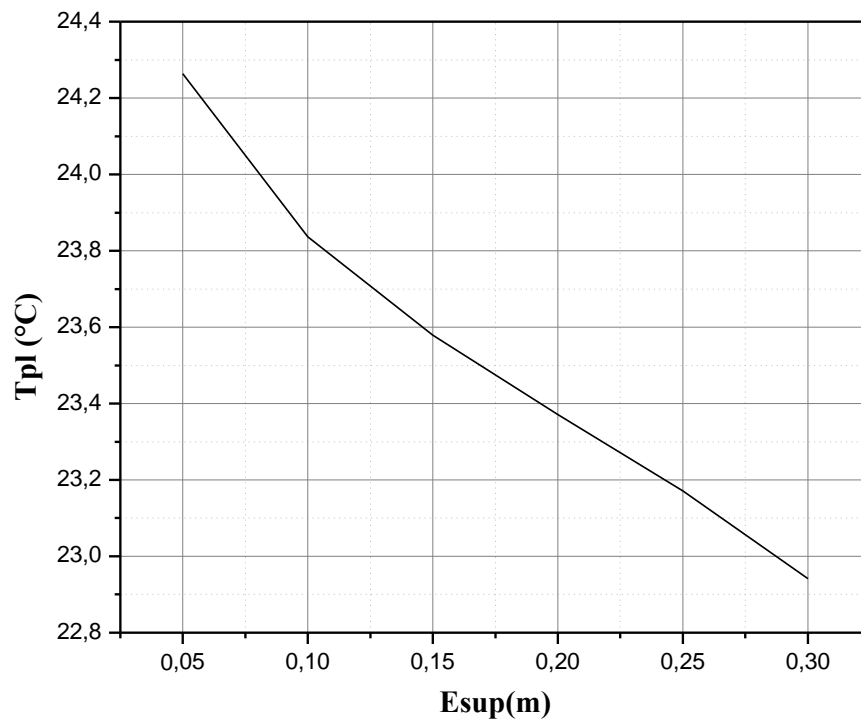


Figure V.16 : Effet de l'épaisseur de la couche supérieure de béton la température du plancher

V.3.6.1.b Effet de l'épaisseur du béton sur la puissance utile

Sur la figure V.17 nous pouvons constater que la consommation de la puissance utile diminue lorsque l'épaisseur de la couche supérieure de béton augmente (les pertes thermiques entre le capteur et la dalle étant supposées négligeables, la chaleur cédée à la dalle étant ainsi égale à l'énergie captée par le capteur « puissance utile »). En effet, plus l'épaisseur de la couche supérieure est importante plus le refroidissement de l'eau est freiné (car l'eau est alors moins exposée à la température de l'air ambiant qui est la température la plus basse). L'eau aura donc moins besoin d'être réchauffée, c'est-à-dire qu'elle demandera moins de chaleur pour atteindre sa température maximale de fonctionnement. Il en résulte une moindre consommation d'énergie.

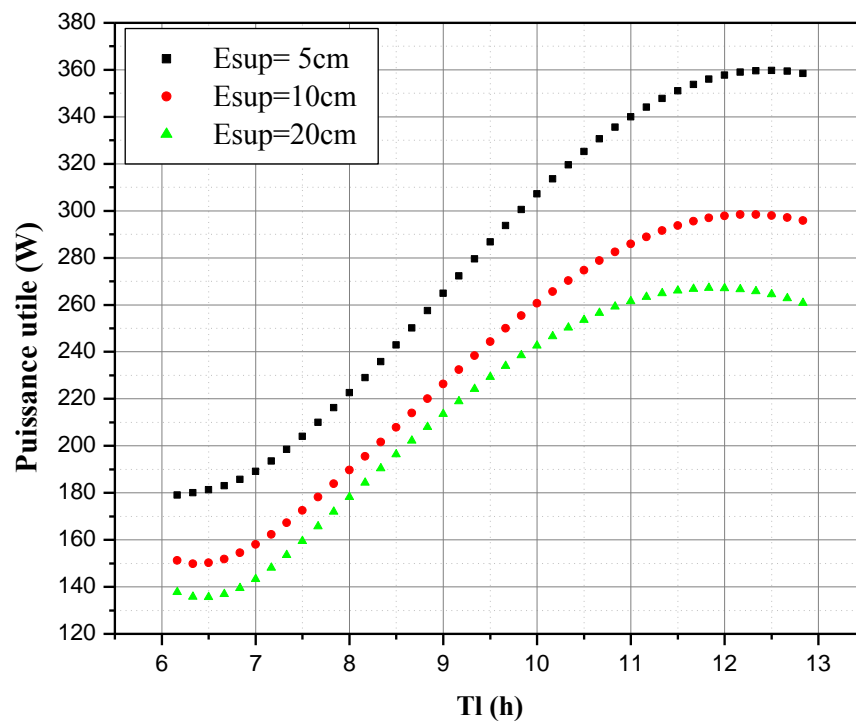


Figure V.17 : Effet de l'épaisseur de la couche supérieure de béton sur la puissance utile

V.3.6.2 Influence de la résistance thermique du béton

Il est évident que la température du plancher dépend étroitement de la résistance thermique de la couche supérieure de béton. Ainsi et comme le montre la figure V.18 l'augmentation de la résistance thermique du béton conduit à un abaissement de l'échange thermique avec l'ambiance, conduisant ainsi à une diminution de la température du plancher.

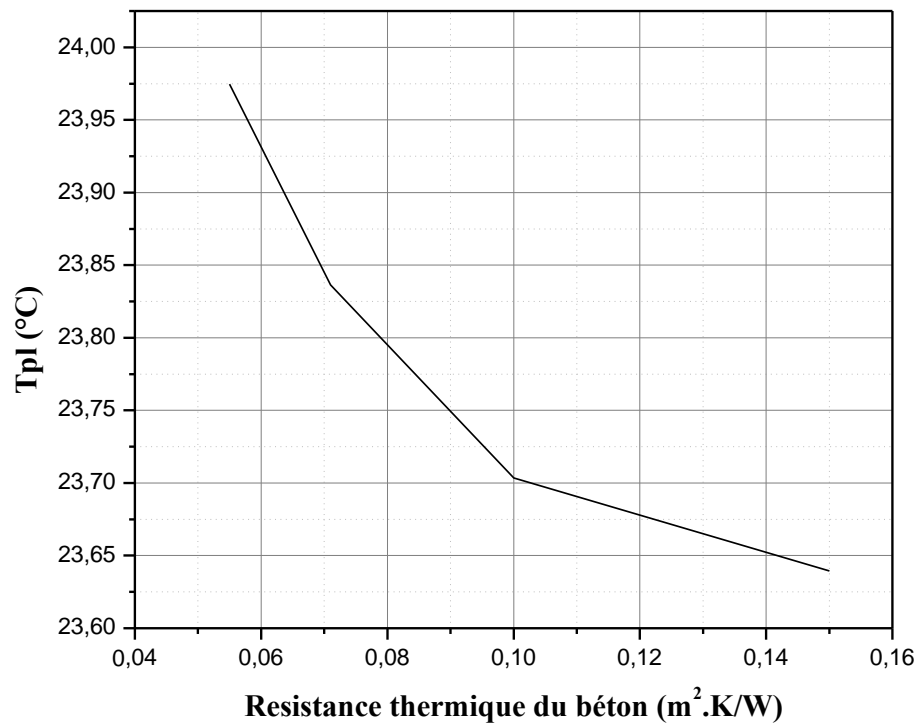


Figure V.18 : Evolution de la température du plancher en fonction de la résistance thermique de la couche supérieure de béton

V.3.6.3 Influence de l'émissivité du béton

L'observation des courbes de la figure V.19 permet de noter que la température du plancher est plus grande dans le cas où le rayonnement n'est pas considéré et la quantité de chaleur cédée à l'air sera nettement plus importante dans ce cas.

Ceci peut être expliqué par le fait qu'en négligeant le rayonnement, la quantité de chaleur transférée par radiation est également négligée. Or, si celle-ci n'est pas évacuée, elle s'accumule au niveau du plancher et élève considérablement la température de celui-ci, il étant ainsi plus chaud que dans le cas où le rayonnement est pris en compte, va transmettre plus de chaleur vers l'air environnant, par convection naturelle.

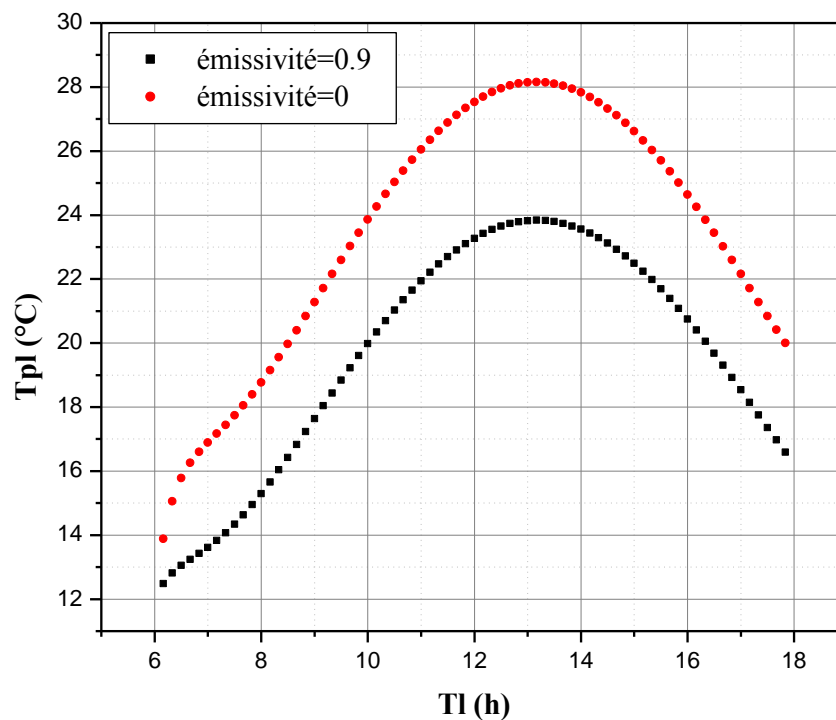


Figure V.19 : Evolution temporelle de la température d'un plancher rayonnant et d'un plancher non rayonnant

V.4 Optimisation des paramètres de fonctionnement et dimensionnement du système

Dimensionner un plancher chauffant n'est pas aisé, car une multitude de facteurs entrent en ligne de compte selon différents paramètres de base tels que, la température du fluide chauffant (sortie capteur-entrée dalle), la chute de température dans la boucle, le pas de pose et la longueur de tube de la grille de chauffe, l'inertie de la dalle, etc.

V.4.1 Optimisation des paramètres de fonctionnement

V.4.1.1 Choix de la surface de captation (ratio de captation)

Le souci le plus important dans la conception des systèmes de chauffage solaire est la surface de captation. Cette dernière représente financièrement la plus grande partie de l'investissement d'une installation de chauffage solaire. C'est pour cela qu'il faudrait l'optimiser.

Les simulations réalisées au cours de ce travail ont montré que l'utilisation de la technique du plancher solaire direct (PSD) dans un climat algérien avec un ratio de captation $R=0.5$ (rapport surface capteur, surface plancher) est largement suffisant pour exploiter au

maximum l'énergie solaire et avoir un certain confort thermique sans craindre le risque de surchauffe, puisque la température du plancher ne dépasse jamais 24°C (figure V.12.b). Ce résultat est en bon accord avec celui trouvé dans la littérature [34].

V.4.1.2 La température de départ du fluide chauffant dans la dalle

Pour les planchers chauffants à basse température, la température maximale de l'eau à l'entrée de la grille chauffante ne doit pas dépasser 50°C (DTU 65.8).

Pour que le chauffage soit suffisant, la température de l'air doit être maintenue à 20°C par un flux de chaleur constamment dirigé du plancher vers l'air et non l'inverse.

En outre, la température du plancher ne doit en aucun cas dépasser 28°C, pour que les conditions de confort soient réalisées.

La figure V.4 montre que la température maximale de départ doit être fixée au moins à 32°C avec un maximum de 38°C, sinon, la quantité de chaleur transférée vers l'air devient insuffisante et le plancher sera plus froid que l'air ambiant, à certains moments

V.4.1.3 Le débit du fluide caloporteur

Le choix du débit obéit à plusieurs contraintes, à savoir :

- Assurer l'émission calorifique souhaitée. De la valeur de ce débit dépend la chute de température dans la grille et par conséquent la température du plancher.

- Limiter la vitesse maximale de l'eau à une valeur compatible avec l'absence de bruit d'écoulement.

- Assurer une vitesse suffisante de l'eau pour que l'écoulement puisse être considéré comme turbulent, pour cela la norme précise un débit minimal de 48Kg/h.

Nous avons montré précédemment (figure V.13) qu'un débit de l'ordre de 0.018 Kg/s permettait d'avoir une température maximale d'eau sortie capteur de l'ordre de 38°C (figure V.7), ce qui conduit par conséquence à une température superficielle du plancher de 24°C au maximum.

V.4.1.4 La limite de la température superficielle de sol

La température de surface des sols finis ne doit pas dépasser 28°C en aucun point (fixée par décret DTU n°65.8).

On a remarqué dans les différents résultats que la valeur de la température désirée du plancher influe sur la surface de captation, le mode de pose de la grille de chauffe, le débit du fluide et par conséquent la température du fluide sortie capteur.

V.4.1.5 Inertie de la dalle

L'inertie du plancher est directement liée à l'épaisseur de la couche de béton située au dessus des tubes chauffants. Avec cette configuration, il a été montré que la température du plancher était d'autant plus faible que la masse de béton augmentait (figure V.16).

Nous avons donc intérêt à augmenter autant que possible l'épaisseur de la couche supérieure de béton. Cependant, on ne peut pas se permettre d'avoir un plancher trop épais malgré l'avantage dans tous les cas d'augmenter l'épaisseur de la couche supérieur de béton. En effet, le « Code national du bâtiment » fixe l'épaisseur minimale des planchers en béton des résidences à 75 mm pour la dalle proprement dite, et l'utilisation d'une épaisseur plus importante n'est donc pas nécessaire, une dalle de 10 cm d'épaisseur pourra être un compromis tout à fait intéressant.

V.4.1.6 La résistance thermique

La résistance thermique du revêtement de sol située au dessus du tube, ne doit pas dépasser $0.15 \text{ m}^2.\text{K}/\text{W}$, de même que le béton d'enrobage doit avoir un coefficient de conductivité thermique supérieur à $1 \text{ W}/\text{m.K}$ (extrait du DTU 65).

La nature du revêtement de sol influe sur la puissance thermique émise par le plancher et sur sa température superficielle comme nous l'avons constaté précédemment (figure V.18).

V.4.1.7 La puissance utile de chauffage (chaleur fournie au plancher)

Pour choisir ce paramètre, nous avons exploité les graphes de variation de la consommation de la puissance utile de chauffage et de la température du plancher en fonction de l'épaisseur de la couche supérieure de béton (figures V.16 et V.17) présentés précédemment. La consommation de la puissance de chauffage diminue de même que la température du plancher, lorsque l'épaisseur de la couche supérieure de béton augmente. L'objectif fixé étant de choisir une épaisseur qui minimise ces grandeurs, on est amené à opter pour une puissance de chauffage maximale de l'ordre de 300 W, et une dalle de 10 cm d'épaisseur.

V.4.1.8 La grille de chauffe

Il a été constaté sur les figures V.14 et V.15 illustrant l'évolution de la température du plancher en fonction du pas de pose et de la longueur de tube, que la température du plancher augmente avec la diminution de l'écart entre les tubes et l'augmentation de la longueur de tube.

Aussi, sur la base des grandeurs définies précédemment, l'utilisation d'une grille de chauffe en cuivre recuit de diamètre extérieur égale à 18mm, de longueur de 13m et un pas de pose de 20 cm permet de limiter la température du plancher à la valeur désirée.

V.4.2 Dimensionnement du système

Pour des raisons de confort, le plancher solaire direct doit être exploité de telle façon que :

- Un moyen ratio de captation pour que le chauffage soit suffisant sans craindre le risque de surchauffe
- La température maximale du plancher ne dépasse pas 28°C.
- La consommation de la puissance de chauffage soit minimale.

Compte tenu de cela, il s'agit alors essentiellement de déterminer :

- Le ratio de captation ou bien la surface de captation.
- L'épaisseur optimale de la couche de béton.
- La température minimale de l'eau pour que le chauffage soit suffisant.

A présent, et sur le plan des dimensions du système, on peut conclure que notre dalle optimale aura les caractéristiques dimensionnelles suivantes :

a. La dalle chauffante

- Une couche de polystyrène de 4 cm d'épaisseur.
- Une couche de béton de 7 cm d'épaisseur, appelée prédalle.
- Une grille(en forme de serpent), formée de tubes en cuivre recuit de 18 mm de diamètre extérieur, de 13 m de longueur, avec un pas d'écartement de 20 cm.
- Une couche de béton de 10 cm d'épaisseur, coulée au-dessus de la grille.
- La dalle est isolée latéralement par une couche de polystyrène de 4 cm d'épaisseur.
- Une surface horizontale de 3.2 m².

b. Le capteur solaire à eau

Avec un ratio de captation $R=0.5$, donc une surface égale à 1.6 m², il serait constitué de :

- Un bac en acier.
- Une plaque absorbante en Aluminium de 6/10 mm d'épaisseur.

- Un radiateur, constitué de 09 tubes en cuivre de 12/14 mm de diamètres de 02 collecteurs en cuivre de 20/22 mm de diamètre et une isolation arrière et latérale à l'aide d'une couche de 30 mm de Mousse polyuréthane.
- Une couverture en verre de 3 mm d'épaisseur.
- Le capteur plan est incliné de 36° par rapport à l'horizontale.

Après avoir optimisé les performances du système Capteur-Plancher et abouti à des résultats satisfaisants de fonctionnement, nous nous sommes placés à travers cette étude dans des conditions réelles d'utilisation. La modélisation du rayonnement solaire, de la température de différentes parties du capteur, de la température du plancher, et de la température moyenne du fluide est présentée dans ce qui suit [35], [36].

V.5 Variation temporelle de la température des différentes parties du capteur

La figure V.20 présente la variation temporelle, des températures, des composants du capteur solaire plan ;

Il est aisé de constater que la température la plus élevée est celle de l'absorbeur, ceci est du essentiellement, à la puissance absorbée par la plaque absorbante, qui est la plus importante et supérieure à celle de la vitre.

Les températures de tube et de l'isolant intérieur augmentent progressivement mais restent inférieures à celle de la plaque absorbante (avec un faible écart). Ce qui paraît logique, puisque les tubes et l'isolant sont placés en dessous de l'absorbeur qui a une conductivité thermique élevé.

On trouve dans un ordre décroissant la température de sortie du fluide caloporteur, qui est inférieure à celle de l'absorbeur à cause des pertes et du débit (de chauffage à basse température). Elle atteint une valeur maximale de 38°C à 13^h00, au delà elle diminue graduellement avec le temps comme les températures de tous les composants du capteur.

La température intérieure de la vitre T_{vi} est légèrement supérieure à celle de la face extérieure T_{ve} , ce qui s'explique par l'emprisonnement du rayon solaire infra rouge entre l'absorbeur et la face intérieure de la vitre, tandis que la face extérieure est soumise à l'action du vent.

La température la plus basse est celle de l'isolant de la face arrière, du fait de la faible conductivité thermique de celui-ci.

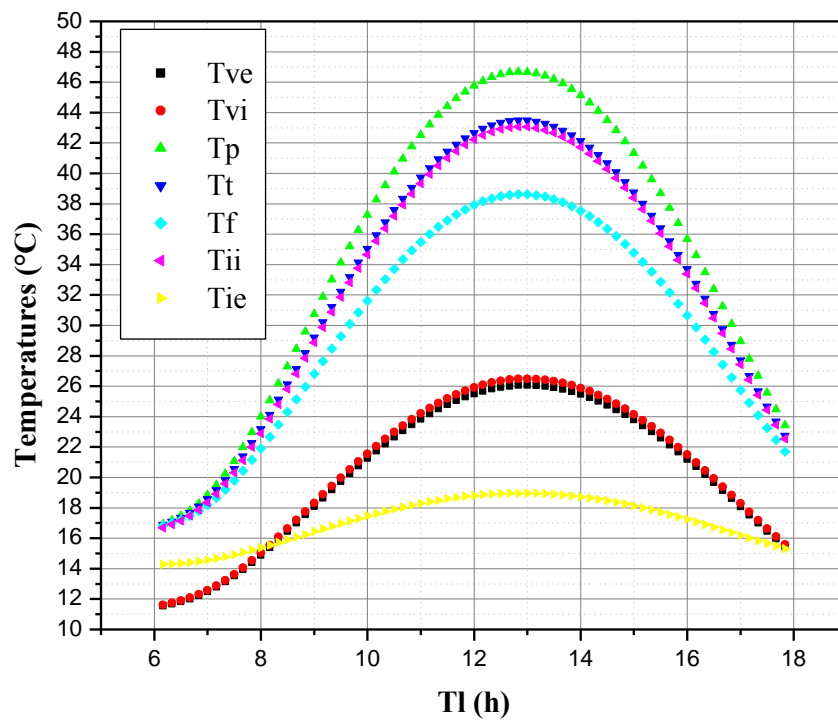


Figure V.20 : Variation temporelle des températures des différents éléments d'un capteur solaire plan

V.6 Variation temporelle de la température du fluide dans la grille de chauffe

Les courbes de la figure V.21.a illustrant l'évolution des températures du fluide suivant les différents nœuds (8) dans la grille de chauffe présentent la même allure avec un ordre décroissant allant du premier nœud au dernier nœud, l'écart est important entre les trois premiers nœuds (à partir du haut) relativement important par rapport au reste des nœuds entre lesquels il se rétrécit. La température de départ de l'eau est de 38°C maxi, ce qui donne une température moyenne, avec une chute de 8°C, de 33.60°C. Afin de ne pas risquer de dépasser la température superficielle du sol, fixé par décret à 28°C.

Par ailleurs La figure V.21.b montre que la chute de température d'un plancher chauffant se fait sur une plage de 4 à 8°C. Il est tout à fait possible de baser une étude sur une température de départ de 38°C (généralement on ne descend pas en dessous de 35°C) et d'adopter une chute de 8°C. Ceci donne alors une température moyenne de 33.60°C.

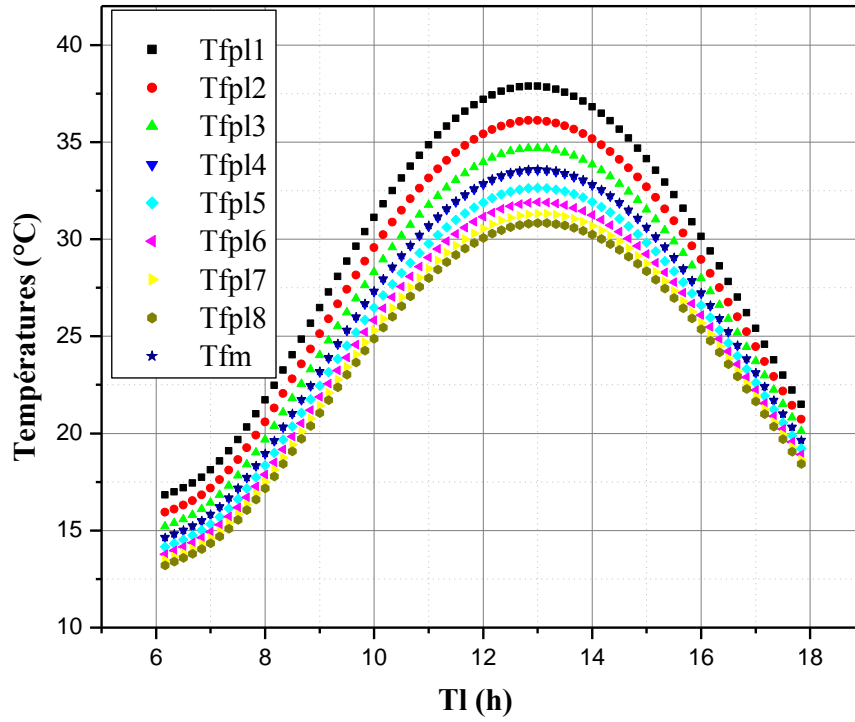


Figure V.21.a : Evolution des températures du fluide suivant les différents nœuds du serpentin

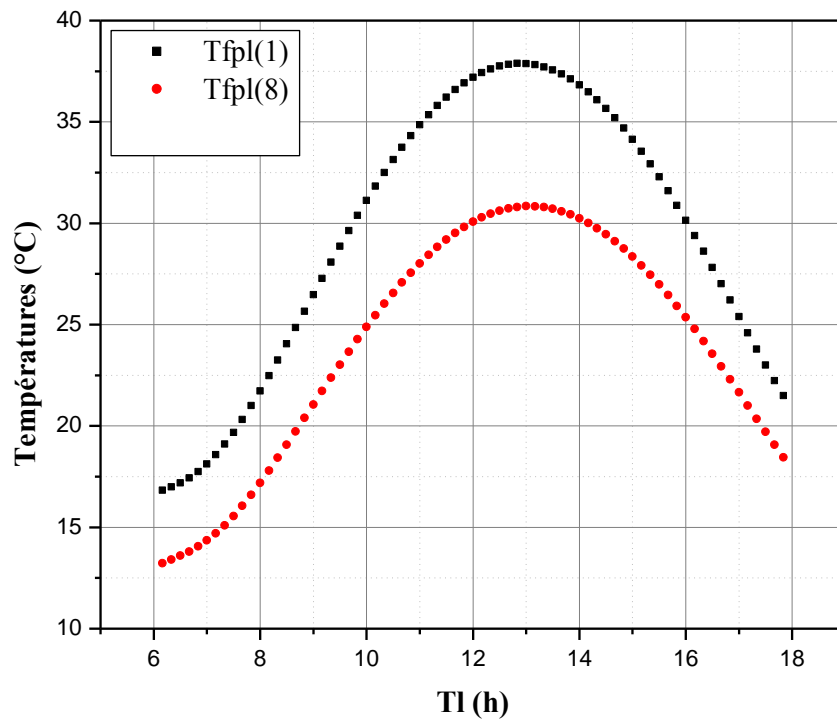


Figure V.21.b : Evolution des températures entrée-sortie de la dalle

Figure V.21 : Evolution de la température du fluide

V.7 Variation temporelle de la température superficielle du plancher

Il apparaît nettement sur la figure V.22 que la température du plancher, augmente progressivement avec le temps et atteint son maximum 24°C à 13^h00, au delà elle diminue graduellement.

Par ailleurs, la température maximale de l'eau à l'entrée de la dalle est de l'ordre de 38°C, afin que la température du plancher ne dépasse en aucun cas 28°C (DTU 65.8). Dans l'éventualité où cette exigence ne peut être respectée, il y a lieu de prendre une température de départ du fluide inférieure à 38°C ou d'augmenter la chute de température du fluide.

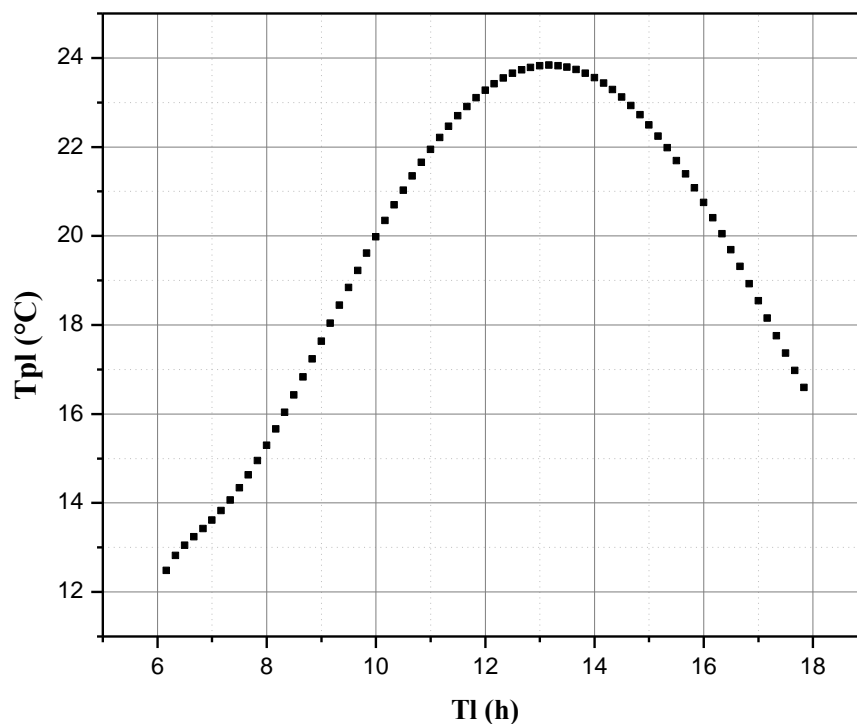


Figure V.22 : Variation temporelle de la température superficielle du plancher

V.8 Variation temporelle de la puissance utile du capteur

Il est évident que la puissance utile récupérée par le fluide dépend étroitement du rayonnement solaire global. Ainsi et comme le montre la figure V.23, la puissance utile (chaleur fournie au plancher) est comprise entre 120 et 300 watts.

Ce résultat est en bon accord avec celui trouvé dans la littérature [35].

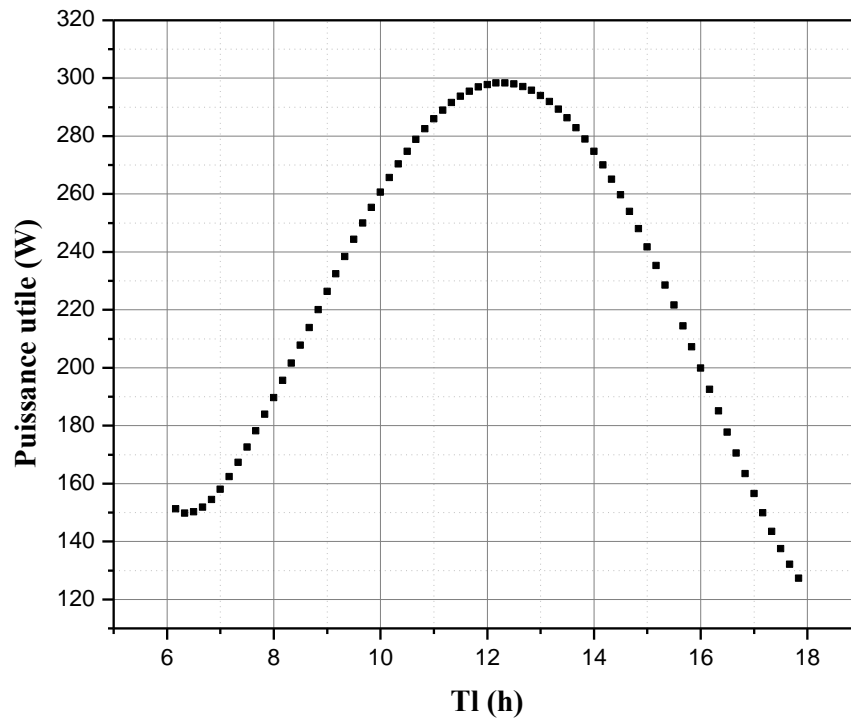


Figure V.23 : Variation temporelle de la puissance utile du capteur

V.9 Validation des résultats

Les résultats de notre simulation ont été minutieusement examinés afin de juger la validité du modèle. Pour cela, nous avons confronté nos résultats à ceux obtenus expérimentalement au Centre de Développement des Energies Renouvelables sur, un prototype dalle-captateur plan, dont les dimensions de la dalle ont été choisies pour un rendement maximum (faible épaisseur du plancher et ratio de captation important) [35].

L'analyse des courbes des figures V.24, et V.25 représentant respectivement l'évolution temporelle des températures entrée-sortie de la dalle (simulation et prototype CDER) et l'évolution temporelle de la température superficielle du plancher (simulation et expérience) permet de noter une bonne concordance entre les deux types de résultats. Ce qui permet d'affirmer que le modèle numérique est valable [35].

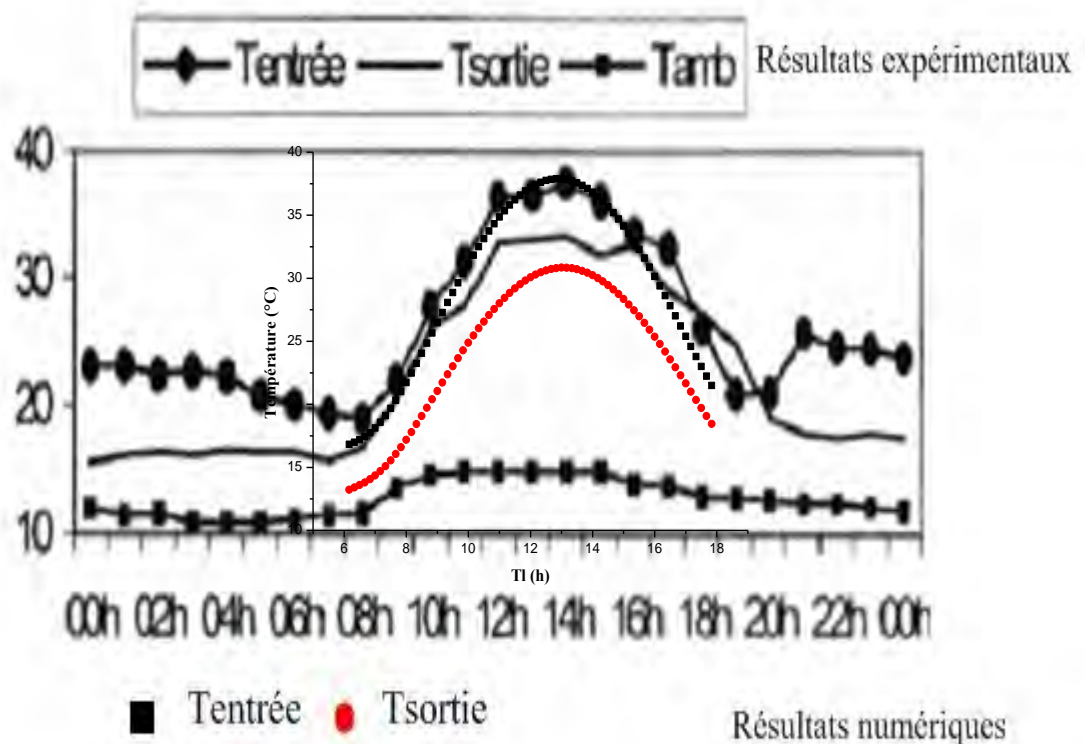


Figure V.24 : Evolution temporelle des températures entrée-sortie de la dalle

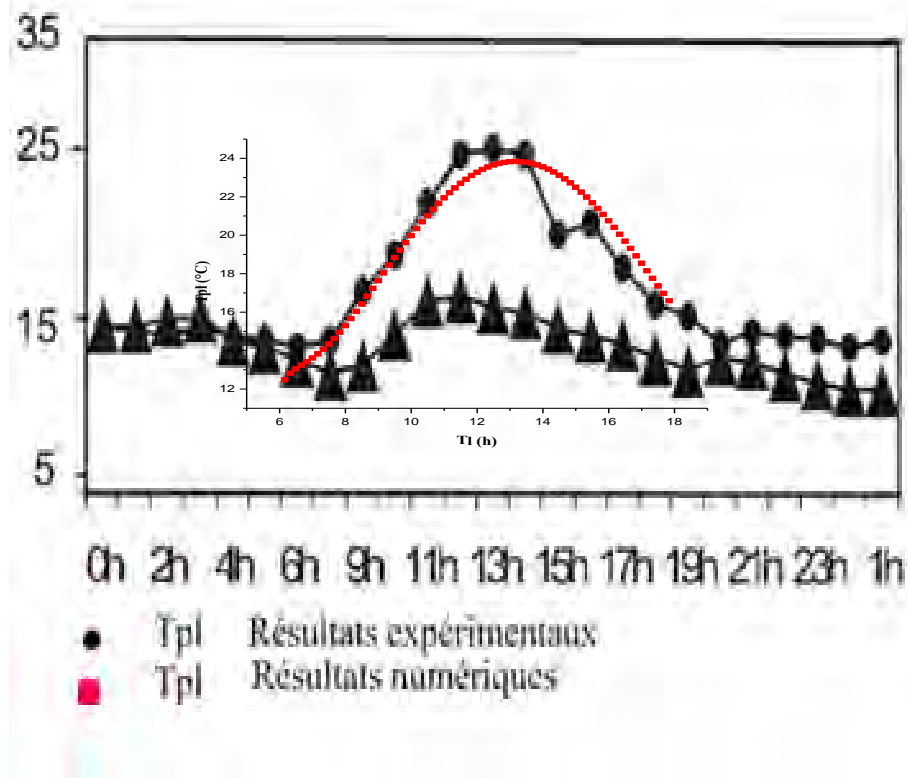


Figure V.25 : Evolution temporelle de la température du plancher

V.10 Variation temporelle du rendement instantané

L'analyse du comportement d'un plancher solaire direct pendant la journée du 5 Mars 2000 (figure V.26) montre que le rendement augmente graduellement aux premières heures de la journée pour atteindre des valeurs maximales entre 13^h 00 et 15^h 00, bien que l'irradiation solaire global commence à décroître à partir de 13^h 00 ce qui semble en bon accord avec les résultats trouvés dans la littérature [35], où le rendement mensuel de l'installation varie entre 0.44 et 0.46 du mois de septembre au mois de mai (le rendement thermique du plancher prend la plus grande valeur quand la température ambiante est basse).

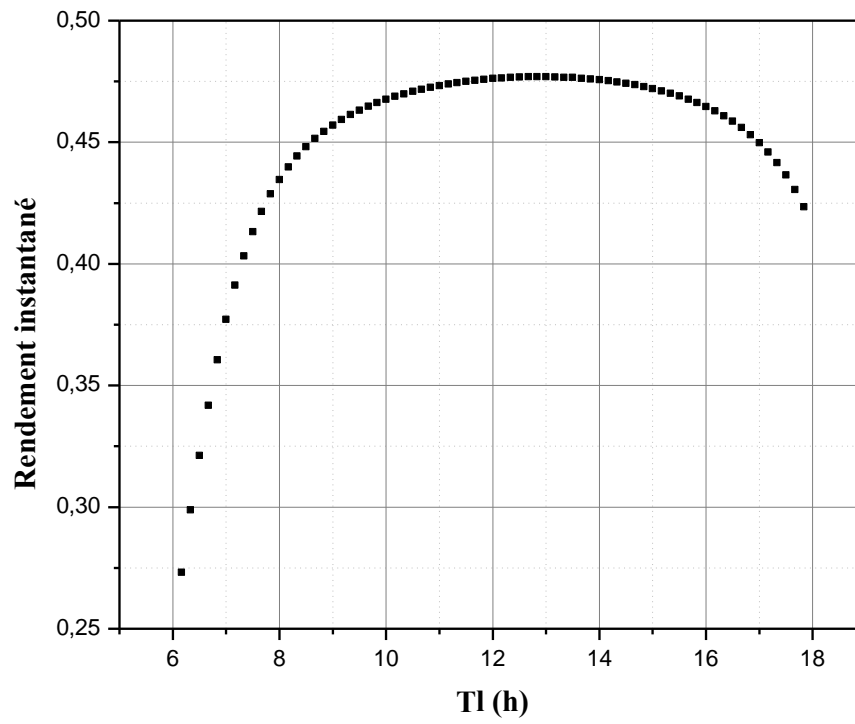



Figure V.26 : Variation temporelle du rendement instantané d'un plancher solaire direct



Conclusion générale

Conclusion générale

Le travail entrepris dans le cadre de ce mémoire a porté sur la modélisation et le dimensionnement d'un plancher (type dalle épaisse) relié directement à un capteur plan solaire.

La stratégie a consisté à décomposer le système plancher solaire direct en deux sous systèmes plus faciles à résoudre et à reconstruire ensuite le modèle global en tenant compte des couplages physiques existants entre le capteur et le plancher.

Le système a été modélisé suivant la méthode nodale, basée sur les bilans thermiques de tous les éléments constituant le système de chauffage : capteur, fluide caloporteur, plancher constitué d'une dalle en béton.

Un programme de calcul développé en langage FORTRAN, a été utilisé pour simuler le fonctionnement du plancher solaire direct (PSD) et obtenir les variations de divers paramètres propres, à la région d'étude choisie.

La validation de notre modèle est réalisée à partir de résultats d'essais effectués au Centre de Développement des Energies Renouvelables de Bouzaréah (CDER. Alger).

Une étude paramétrique du système a été entreprise. L'objectif principal de cette dernière a été de déterminer en régime dynamique, l'évolution des températures dans les différents éléments constituant le système, et de définir les caractéristiques optimales de notre installation sur la base de trois exigences principales :

- La température de plancher ne doit pas dépasser 28°C, tout en étant supérieure ou égale à la température de consigne de l'air.
- Une valeur de ratio (moyenne, forte ou faible) adéquate qui fixe une surface de capteur correspondant au plancher.
- La conformité du système (confort thermique).

Afin d'éviter le phénomène de surchauffe et avoir un confort thermique, l'analyse des résultats obtenus nous permet d'avancer que le plancher doit être constitué d'une dalle en béton de 100 mm d'épaisseur disposée au dessus d'une grille (isolée du côté sol). Les tubes utilisés sont en cuivre recuit et ont un diamètre extérieur de 18 mm et un pas d'écartement de 200 mm.

Le rapport surface de captation / surface d'échange pour les conditions que nous avons imposé est de 0.5.

Par ailleurs, il apparaît que la température de départ du fluide (entrée dalle) doit être choisie en fonction du confort thermique souhaité (dans notre cas 38°C maximum avec une chute de 8°C et une température moyenne 33.6°C)

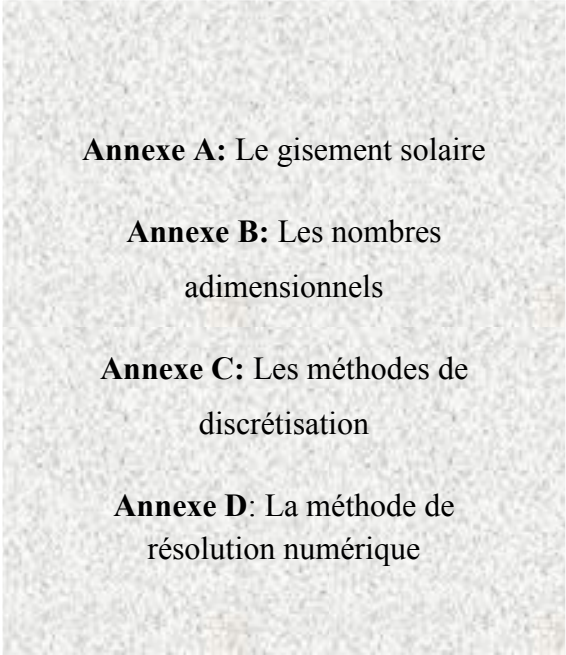
La température de la dalle de l'ordre de 24°C permet par conséquent d'atteindre un certain confort thermique.

En outre cette étude a permis de montrer que la technique de chauffage par plancher solaire direct (PSD), procure une distribution de chaleur optimale (verticalement et horizontalement), de plus elle est parfaitement compatible avec l'utilisation des énergies renouvelables.

Pour affiner et confirmer notre jugement il serait judicieux de compléter ce travail par la construction d'une dalle chauffante dont l'apport d'énergie serait assuré par un capteur solaire, et d'étudier expérimentalement son comportement afin de pouvoir évaluer l'écart avec les résultats numériques.



Annexes



Annexe A: Le gisement solaire

Annexe B: Les nombres
adimensionnels

Annexe C: Les méthodes de
discrétisation

Annexe D: La méthode de
résolution numérique

Annexe A Le gisement solaire

Afin d'exploiter au mieux l'énergie solaire et pour un bon dimensionnement des installations solaires, il est nécessaire de connaître la quantité de l'énergie solaire disponible à un endroit spécifique à chaque instant de la journée et de l'année.

Pour cette raison, on a jugé nécessaire de présenter quelques notions générales sur les coordonnées célestes ainsi que sur le rayonnement solaire.

A.1 Sphère céleste

La sphère céleste est une sphère imaginaire, qui admet pour centre, la terre, et pour rayon la distance terre – soleil. Les différentes caractéristiques sont représentées sur la figure A.1.

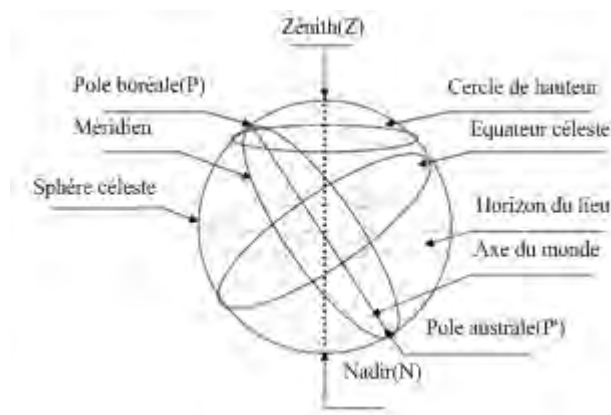


Figure A.1 : La sphère céleste

A.2 Mouvements de la terre

La trajectoire de la terre autour du soleil est une ellipse dont le soleil est l'un des foyers. Le plan de cette ellipse est appelé l'écliptique. L'excentricité de cette ellipse est faible ce qui fait que la distance Terre/ Soleil ne varie que de $\pm 1,7\%$ par rapport à la distance moyenne qui est de $149\,675\,10^6$ km [4], [54].

La terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles et passant par le centre de la terre appelé l'équateur. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique en fait l'équateur et l'écliptique font entre eux un angle appelé inclinaison de l'ordre de $23^{\circ}27'$ [4].

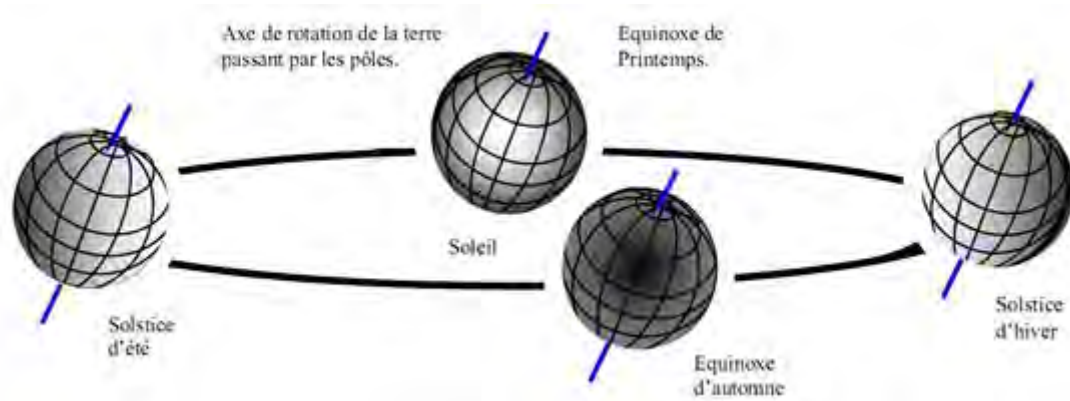


Figure A.2 : Schématisation du mouvement de la terre autour du soleil

A.3 Coordonnées célestes

A.3.1 Les coordonnées géographiques terrestres (φ , L)

Elles permettent le repérage d'un point sur la terre (figure A.3), à savoir :

- **La latitude φ** d'un lieu correspond à l'angle, avec le plan équatorial, que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu. Elle est comptée positive dans l'hémisphère nord, et négative dans l'hémisphère sud [1], [4].

- **La longitude L** d'un lieu correspond à l'angle que fait le plan méridien passant par ce lieu avec un plan méridien retenu comme origine. Elle positive à l'ouest, négative à l'est par rapport au méridien de Greenwich [1], [4].

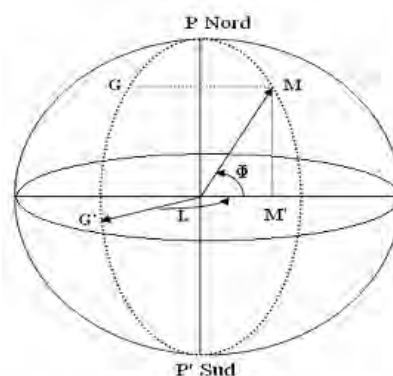


Figure A.3 : Les coordonnées géographiques terrestres

A.3.2 Les coordonnées horaires

- **La déclinaison (δ)**, est l'angle formé par la direction du soleil avec le plan équatorial, elle varie au cours de l'année entre -23.45° et $+23.45^\circ$. Elle est nulle aux équinoxes (21 mars et 21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin) et minimale au solstice d'hiver (21 décembre). La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation [55]:

$$\delta = 23.45 \sin \left[\left(\frac{360}{365} \right) (n_j + 284) \right] \quad (\text{A.1})$$

Où :

δ : La déclinaison mesurée en degrés.

n_j : Le numéro du jour dans l'année.

- **L'angle horaire**, est l'angle formé par le plan méridien passant par le centre du soleil et le plan vertical du lieu (méridien), il définit le vrai temps solaire.

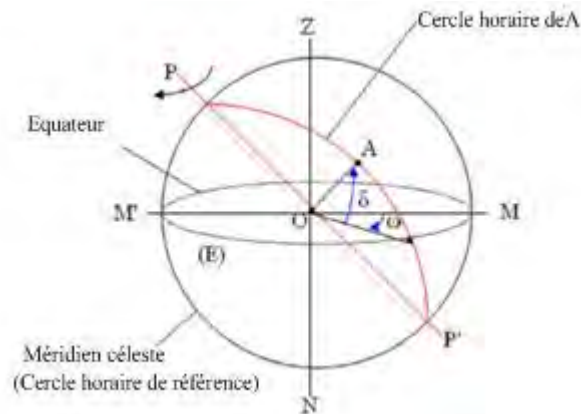


Figure A.4 : Les coordonnées horaires

A.3.3 Les coordonnées horizontales (h, a)

Elles déterminent la projection du soleil sur l'horizon du lieu (figure A.5), et sont définies comme suit :

- **Hauteur angulaire (h)**, est l'angle que fait la direction du soleil avec le plan horizontal [38].

- **Azimut (a)**, correspond à l'angle que fait le plan vertical du soleil avec le plan méridien du lieu. On le mesure à partir du sud, vers l'est ou vers l'ouest de 0° pour le sud à 180° pour le nord; **a** est compté négativement vers l'est et positivement vers l'ouest [56].

On peut écrire trois expressions scalaires appelées formules de Gauss reliant entre elles les coordonnées a , h , ω , δ pour une latitude donnée [4], [57] :

$$\cos(h) \cdot \sin(a) = \cos(\delta) \cdot \sin(\omega) \quad (\text{A.2})$$

$$\cos(h) \cdot \cos(a) = \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \cdot \sin(\varphi) - \sin(\delta) \cdot \cos(\varphi) \quad (\text{A.3})$$

$$\sin(h) = \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \cdot \cos(\varphi) + \sin(\delta) \cdot \sin(\varphi) \quad (\text{A.4})$$

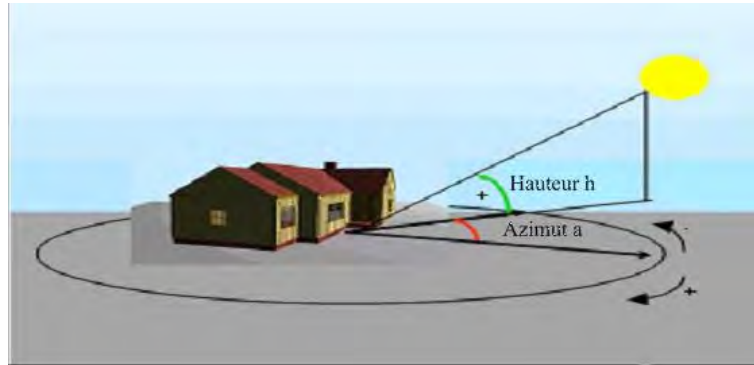


Figure A.5 : Les coordonnées horizontales

A.4 Les temps solaires

Au cours de son orbite annuelle autour du soleil, la terre voit sa vitesse s'écarter de sa valeur moyenne. Lorsque la terre se rapproche du soleil (pendant l'hémisphère nord) elle accélère sa course et lorsqu'elle s'en éloigne (en été) elle la ralentit. Ces variations de la vitesse de déplacement de la terre sont responsables de faibles écarts entre le temps solaire vrai et le temps solaire moyen, qui correspond à un découpage uniforme du temps [56].

A.4.1 Le Temps Solaire Vrai (T.S.V)

Le temps solaire vrai, en un instant et un lieu donné, est l'angle horaire du soleil ω . Il est donné sous la forme suivante [58] :

$$\text{TSV} = 12 + \omega/15 \quad (\text{A. 5})$$

ω : En degré.

$$\omega = 0, \text{TSV} = 12\text{h.00}$$

$\omega < 0$, la matinée.

$\omega > 0$, l'après-midi.

A.4.2 Le Temps Solaire Moyen (T.S.M)

Il est appelé parfois temps local (TSM), Il est donné par la relation [58] :

$$\text{TSV} - \text{TSM} = \text{Et} \quad (\text{A. 6})$$

Avec :

Et, étant l'équation du temps, qui corrige le T.S.V par rapport au T.S.M.

$$\text{Et} = 9.87 \sin(2N') - 7.53 \cos(N') - 1.5 \sin(N') \quad (\text{A. 7})$$

$$N' = (n_j - 81) \times 360/365$$

Où n_j est le numéro du jour dans l'année.

A.4.3 Le Temps Universel (T.U) :

C'est le temps civil moyen du méridien de Greenwich (méridien origine), appelé encore GMT (Greenwich Mean Time) [58]:

$$TU = TSM - (L/15) \quad (A. 8)$$

L est la longitude.

$L > 0$; pour les villes situées à l'Est de Greenwich.

$L < 0$; pour les villes situées à l'Ouest de Greenwich.

$TU = TSM$; pour le méridien de Greenwich.

A.4.4 Le Temps Légal (T.L)

C'est le temps officiel d'un état, il est donné par [58] :

$$TL = TU + \Delta H \quad (A. 9)$$

Où :

ΔH : Le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considéré.

$\Delta H = 1$ heure pour l'Algérie.

A.4.5 Le Temps Civil

Il représente le temps qui a pour origine minuit [58].

A.5 La constante solaire

C'est l'énergie solaire qui frappe une surface d'aire unité placée dans la direction normale au soleil à la limite extérieure de l'atmosphère terrestre. Elle est indépendante des conditions météorologiques, mais dépend de la distance terre-soleil. Cette valeur est fournie par des mesures effectuées par satellites [57].

La relation corrigée de la constante solaire s'écrit à partir des considérations astronomiques données :

$$I_c = I_0 [1 + 0.0034 \cos(30(m - 1) + n)] \quad (A. 10)$$

Où :

$$I_0 = 1367 \text{ W/m}^2.$$

m : Numéro du mois dans l'année.

n : Numéro du jour dans le mois.

A.6 Eclairement solaire

L'éclairement solaire correspond à la puissance solaire reçue par une surface plane élémentaire, appelée capteur. On distingue l'éclairement dû aux rayons solaires directs et celui dû au rayonnement solaire diffusé par le ciel ou réfléchi par une surface (le sol, un mur...) Cet éclairement dépend bien sûr de l'orientation de la surface par rapport au soleil.

$$I_G = I_D + I_d \quad (\text{A. 11})$$

I_G : Eclairement solaire global.

I_D : Eclairement solaire direct.

I_d : Eclairement solaire diffus.

A.6.1 Eclairement solaire direct I_D

C'est la part du rayonnement qui traverse l'atmosphère sans rencontrer d'obstacles.

L'expression de l'éclairement solaire direct [57] est :

$$I_D = I_c \cdot a \cdot \cos i \cdot \exp \left[-\frac{b}{\sin h} \right] \quad (\text{A. 12})$$

a et b étant des coefficients de trouble du ciel dont les valeurs sont données dans le tableau A.1:

	Conditions normales	Ciel dégagé et très pur	Zone industrielle
a	0.88	0.87	0.91
b	0.26	0.17	0.43

Tableau A.1 : Coefficient de trouble du ciel

A.6.2 Eclairement diffus I_d

C'est la part du rayonnement solaire qui est réfléchi où absorbée par les particules de poussière et les molécules de gaz et atteint la surface de la terre.

Le flux diffus par la vitre provient des flux diffus émis par la voûte céleste (φ_1) par le sol (φ_2) [57].

$$I_d = \varphi_1 + \varphi_2 \quad (\text{A. 13})$$

I_d : Intensité du rayonnement diffus.

$$\varphi_1 = \varphi_0 \times \frac{(1 + \cos(\beta))}{2} \quad (\text{A. 14})$$

$$\varphi_2 = \rho \times (I_0 \times \sin(h) + \varphi_0) \times \frac{(1 - \cos(\beta))}{2} \quad (\text{A. 15})$$

$$\varphi_0 = I_c \times \sin(h) \times \left[0.271 - 0.2939 \times \exp \left[\frac{-b}{\sin(h)} \right] \right] \quad (\text{A. 16})$$

ρ : Albédo du sol.

Nature du sol	Neige fraîche	Neige ancienne	Sol rocheux	Sol cultivé	Forêt	Etendue d'eau
ρ	0.8-0.9	0.5-0.7	0.15-0.25	0.07-0.14	0.06-0.20	0.05

Tableau A.2 : Valeurs de l'albédo du sol (ρ)

A.6.3 Eclairage global I_G

Le rayonnement global sur une surface est la somme du rayonnement direct (I_D) et du rayonnement diffus (I_d), soit :

$$I_G = I_D + I_d \quad (\text{A.17})$$

A.7 Direction des rayons solaires par rapport à un plan

Considérons un plan quelconque caractérisé par deux angles α et γ :

α : Angle entre le méridien local et la normale au plan.

$\alpha = 0$, le plan est orienté vers le Sud ;

$\alpha = \pi$, le plan est orienté vers le Nord ;

$\alpha = -\pi/2$, le plan est orienté vers l'Est ;

$\alpha = \pi/2$, le plan est orienté vers l'Ouest.

γ = Angle entre le plan horizontal et le plan considéré.

$\gamma = 0$, le plan est horizontal ;

$\gamma = \pi/2$, le plan est vertical.

Soit :

\vec{N} : Le vecteur unitaire porté par la direction des rayons solaires.

\vec{n} : Le vecteur unitaire porté par la normale à la surface.

i : L'angle d'incidence (n, N) figure (A.6)

$$\vec{N} \begin{cases} \sin(\alpha) \times \cos(h) \\ \cos(\alpha) \times \cos(h) \\ \sin(h) \end{cases} \quad \vec{n} \begin{cases} \sin(\alpha) \times \cos(\gamma) \\ \cos(\alpha) \times \cos(\gamma) \\ \sin(\gamma) \end{cases}$$

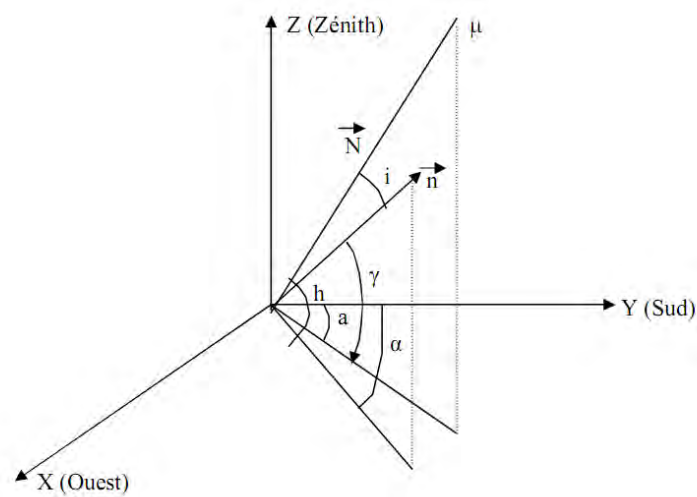


Figure A.6 : Représentation des vecteurs unitaires

$$\vec{N} \times \vec{n} = \|\vec{n}\| \times \|\vec{N}\| \times \cos(i) = \cos(i) \quad (\text{A.18})$$

$$\begin{aligned} \vec{N} \times \vec{n} &= \sin(a) \times \cos(h) \times \sin(\alpha) \times \cos(\gamma) + \cos(a) \times \cos(h) \times \cos(\alpha) \times \cos(\gamma) \\ &\quad + \sin(h) \times \sin(\gamma) = \cos(i) \end{aligned} \quad (\text{A.19})$$

$$\text{Donc : } \cos(i) = \cos(h) \times \cos(\gamma) \times \cos(a - \alpha) + \sin(h) \times \sin(\gamma) \quad (\text{A.20})$$

$$\text{Formule de « } \cos(i) \text{ » en coordonnées horaires} \quad (\text{A.21})$$

$$\begin{aligned} \cos(i) &= \cos(\delta) \times \sin(\omega) \times \sin(\alpha) \times \cos(\gamma) + (\sin(\varphi) \times \cos(\omega) \times \cos(\delta) - \cos(\varphi) \times \\ &\quad \sin(\delta)) \times \cos(\alpha) \times \cos(\gamma) + (\cos(\varphi) \times \cos(\omega) \times \cos(\delta) + \sin(\varphi) \times \sin(\delta)) \times \sin(\gamma) \end{aligned}$$

Cas particuliers

Surfaces horizontales : $\gamma = \pi/2$

$$\cos(i) = \cos(\varphi) \times \cos(\omega) \times \cos(\delta) + \sin(\varphi) \times \sin(\delta) \quad (\text{A.22})$$

Surfaces verticales: $\gamma = 0$

-Surfaces verticales orientées vers le Sud: $\alpha = 0$

$$\cos(i) = \sin(\varphi) \times \cos(\omega) \times \cos(\delta) - \cos(\varphi) \times \sin(\delta) \quad (\text{A.23})$$

-Surfaces verticales orientées vers le Nord: $\alpha = \pi$

$$\cos(i) = \cos(\varphi) \times \sin(\delta) - \sin(\varphi) \times \cos(\omega) \times \cos(\delta) \quad (\text{A.24})$$

-Surfaces verticales orientées vers l'Est : $\alpha = -\pi/2$

$$\cos(i) = -\cos(\delta) \times \sin(\omega) \quad (\text{A.25})$$

- Surfaces verticales orientées vers l'Ouest: $\alpha = +\pi/2$

$$\cos(i) = \cos(\delta) \times \sin(\omega) \quad (\text{A.26})$$

Surface orientée vers le Sud et inclinée d'un angle β par rapport à l'horizontale :

$$\cos(i) = \cos(\delta) \times \cos(\omega) \times \cos(\varphi - \beta) + \sin(\delta) \times \sin(\varphi - \beta) \quad (\text{A.27})$$

A.8 Le gisement solaire en Algérie

De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un des gisements solaires les plus élevés au monde : 2200 KWh/m²/an. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (Sahara). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m² est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700 KWh/m²/an au nord et 2263KWh/m²/an au sud du pays. Ce gisement solaire dépasse les 5000TWh [59].

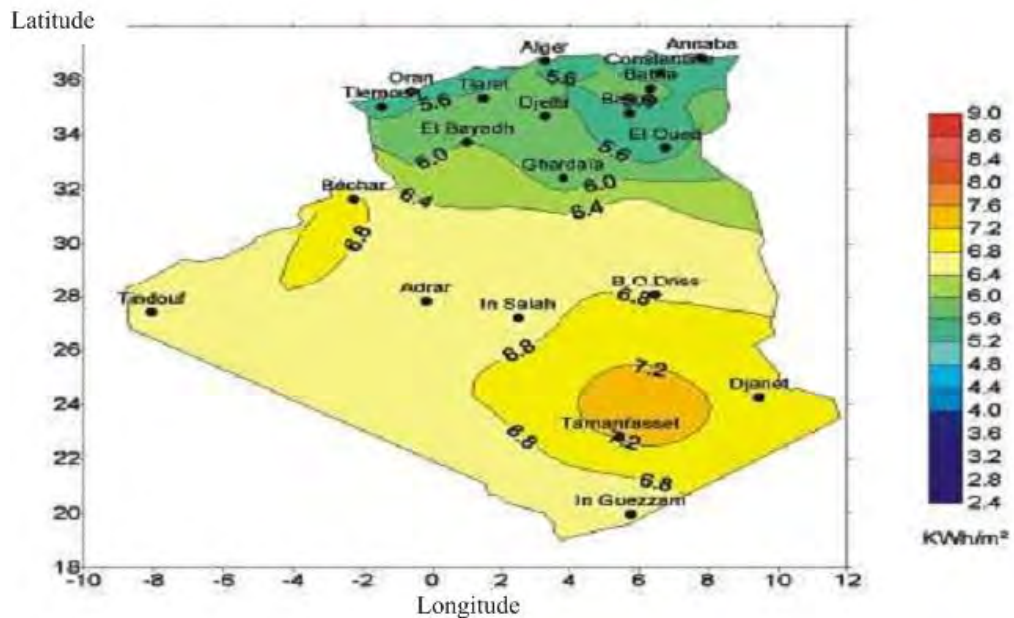


Figure A.7: Moyenne annuelle de l'irradiation solaire globale reçue sur plan incliné à la latitude du lieu

Annexe B Les nombres adimensionnels

B.1 Nombre de Nusselt

La combinaison du coefficient d'échange de chaleur par convection, de la longueur caractéristique et de la conductivité thermique du fluide est appelée module ou nombre de Nusselt.

C'est le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface au gradient de température de référence. Il caractérise l'intensité de l'échange de chaleur sur la limite fluide-surface.

$$\text{Nu} = \frac{h_c \times L}{\lambda_f} \quad (\text{B. 1})$$

h_c : Coefficient de convection thermique.

L : Longueur caractéristique.

λ_f : Coefficient de conductivité thermique du fluide.

B.2 Nombre de Grashoff

Ce nombre caractérise la transmission de la chaleur en convection naturelle, il exprime le rapport entre les forces de viscosité et les forces ascensionnelles créées dans le fluide par les différences de température qui y règnent.

$$\text{Gr} = \frac{\beta \times \rho^2 \times g \times L^3 \times \Delta T}{\mu^2} \quad (\text{B. 2})$$

β : Le coefficient de dilatation thermique rapporté à la température moyenne du fluide

($\beta = 1/T$ pour un fluide parfait).

g : L'accélération de la chute libre.

L : Une dimension caractéristique.

B.3 Nombre de Prandtl

Ce nombre représente le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique; il caractérise les propriétés physiques du fluide.

$$\text{Pr} = \frac{\mu \times C_p}{\lambda_f} = \frac{\nu}{a} \quad (\text{B. 3})$$

C_p : Chaleur spécifique à pression constante.

λ_f : Conductivité thermique du fluide.

a : Diffusivité thermique.

Plus la viscosité est grande plus l'énergie dépensée nécessaire pour véhiculer le fluide est élevée et plus la diffusivité est grande plus le fluide extrait facilement la chaleur de la paroi.

B.4 Nombre de Reynolds

Ce nombre est une mesure de la grandeur relative des forces d'inertie par rapport aux forces de viscosité dans l'écoulement.

$$Re = \frac{\rho \times v \times L}{\mu} = \frac{v \times L}{\nu} \quad (\text{B. 4})$$

v : Vitesse caractéristique du fluide.

L : Dimension linéaire caractéristique du corps.

μ : Viscosité dynamique.

ν : Viscosité cinématique.

ρ : Densité du fluide.

B.5. Nombre de Peclet

Il exprime le rapport des flux thermiques par convection et par conduction dans un échange de chaleur convectif. Ce nombre intervient surtout dans les problèmes d'écoulements faibles nombre de Prandtl: c'est-à-dire les métaux liquides.

$$Pe = Re \times Pr = \frac{v \times L}{a} \quad (\text{B. 5})$$

B.6 Nombre de Rayleigh

Il exprime la relation entre les nombres de Grashoff et de Prandtl. Ce nombre peut fournir un critère de passage de la convection naturelle laminaire à la convection naturelle turbulente.

$$Ra = Gr \times Pr \quad (\text{B. 6})$$

B.7 Nombre de Graetz

$$Gr = Re \times Pr \times \left(\frac{D}{L}\right) \quad (B.7)$$

L et D sont des dimensions caractéristiques du conduit.

B.8 Nombre de Stanton ou Margoulis

Il exprime le rapport entre les flux thermiques total et par convection dans un échange de chaleur convectif.

$$S_t = \frac{Nu}{Re \times Pr} = \frac{q}{\rho \times C_p \times v \times L^2 \times \Delta T} \quad (B.8)$$

Annexe C Les méthodes de discrétisation

Dans le but de passer d'un problème continu (exact) au problème discret (approché), on peut utiliser une des méthodes suivantes :

- La méthode des différences finies.
- La méthode des éléments finis.
- La méthode des volumes finis.

C.1 Méthode des différences finies

Elle consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

La méthode des différences finies présente des avantages à savoir, une grande simplicité d'écriture, et un faible coût de calcul, et quelques inconvénients tels que une limitation de la géométrie des domaines de calcul, des difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les dérivées ou les gradients de l'inconnue ainsi que l'absence de résultats de majorations d'erreurs.

Nous donnons dans ce qui suit quelques formules d'approximation des dérivées par des différences finies pour la dérivée première :

Différence divisée progressive d'ordre un

$$\frac{du}{dx} \approx \frac{u_{i+1} - u_i}{h} \quad (\text{C.1})$$

Différence divisée progressive d'ordre deux

$$\frac{du}{dx} \approx \frac{-u_{i+2} + 4 \times u_{i+1} - 3 \times u_i}{2 \times h} \quad (\text{C.2})$$

Différence divisée régressive d'ordre un

$$\frac{du}{dx} \approx \frac{u_i - u_{i-1}}{h} \quad (\text{C.3})$$

Différence divisée régressive d'ordre deux

$$\frac{du}{dx} \approx \frac{3 \times u_i - 4 \times u_{i-1} + u_{i-2}}{2 \times h} \quad (\text{C. 4})$$

Différence divisée centrée

$$\frac{du}{dx} \approx \frac{u_{i+1} - u_{i-1}}{h} \quad (\text{C. 5})$$

Avec :

$$h = x_{i+1} - x_{i-1}$$

C.2 Méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis permet de résoudre de manière discrète une EDP dont on cherche une solution approchée suffisamment fiable. De manière générale, cette EDP porte sur une fonction u , définie sur un domaine. Elle comporte des conditions aux bords permettant d'assurer existence et unicité d'une solution.

La méthode des éléments finis présente les avantages suivants :

Traitement possible de géométries complexes.

Détermination plus naturelle des conditions aux limites.

Possibilité de démonstrations mathématiques de convergence et de majoration d'erreurs.

Mais également quelques inconvénients dont :

Complexité de mise en œuvre.

Coût en temps de calcul et en mémoire.

Quelques formules d'approximation des dérivées partielles par des différences finies pour les dérivées partielles premières :

Différences divisées progressives

$$\frac{\partial u}{\partial x}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i+1,j} - u_{i,j}}{\Delta x} \quad (\text{C. 6})$$

$$\frac{\partial u}{\partial y}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i,j+1} - u_{i,j}}{\Delta y} \quad (\text{C. 7})$$

Différences divisées régressives

$$\frac{\partial u}{\partial x}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i,j} - u_{i-1,j}}{\Delta x} \quad (\text{C. 8})$$

$$\frac{\partial u}{\partial y}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i,j} - u_{i,j-1}}{\Delta y} \quad (\text{C. 9})$$

Différences divisées centrées

$$\frac{\partial u}{\partial x}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i+1,j} - u_{i-1,j}}{2 \times \Delta x} \quad (\text{C. 10})$$

$$\frac{\partial u}{\partial y}(x_i, y_j) \approx \frac{u_{i,j+1} - u_{i,j-1}}{2 \times \Delta y} \quad (\text{C. 11})$$

C.3 Méthode des volumes finis

Elle intègre, sur des volumes élémentaires de forme simple, les équations écrites sous forme de loi de conservation. Elle fournit des approximations discrètes conservatives, et apparait particulièrement adaptée aux équations de la mécanique des fluides.

La mise en œuvre de cette méthode est simple si les volumes élémentaires sont des rectangles, cependant, elle permet d'utiliser des volumes élémentaires de forme élémentaire quelconque, donc de traiter des géométries complexes.

Annexe D La méthode de résolution numérique R.K.4

La résolution du système d'équations établi dans le cadre de ce travail est entreprise à l'aide de la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 (RK4).

Cette méthode est très couramment utilisée pour la résolution des équations différentielles ordinaires (EDO), et très stable pour les fonctions courantes de la physique.

La méthode de RK4 est dérivée de la méthode d'Euler, elle utilise trois points intermédiaires pour progresser du point (x_i, y_i) au point (x_{i+1}, y_{i+1}) tel que :

$$T_1 = h \times f(x_i, y_i) \quad (\text{D.1})$$

$$T_2 = h \times f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{T_1}{2}\right) \quad (\text{D.2})$$

$$T_3 = h \times f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{T_2}{2}\right) \quad (\text{D.3})$$

$$T_4 = h \times f(x_i + h, y_i + T_3) \quad (\text{D.4})$$

$$y_{i+1} = h \times \frac{(T_1 + 2 \times T_2 + 2 \times T_3 + T_4)}{6} \quad (\text{D.5})$$

Avec :

$$h = x_{i+1} - x_i \quad (\text{D.6})$$

Les méthodes de Runge-Kutta présentent des avantages et des inconvénients, à savoir :

Les avantages

- Ce sont des méthodes à mise en route autonome grâce à l'utilisation des conditions initiales dès le début du calcul.
- Ce sont des méthodes pas à pas : pour obtenir y_{i+1} on n'a besoin que de l'information obtenue au point précédent (x_i, y_i) .
- Elles ne nécessitent pas le calcul des dérivées de $f(x, y)$.

Les inconvénients

- Elles sont assez longues, exigeant à chaque pas plusieurs calculs de $f(x, y)$.
- La détermination de l'erreur de troncature n'est pas aisée. Cependant, certains auteurs ont donné des règles simples, comme Collatz, selon cet auteur, si :
$$\left| \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_2} \right|$$
 dépasse quelques centièmes il faut diminuer h .
- Ces méthodes peuvent donner dans certains cas de mauvais résultats même si les erreurs de troncature sont faibles, ce phénomène est dit « instabilité partielle » et l'équation différentielle est raide (de petites erreurs : troncature, arrondissement).



Références Bibliographiques

Références bibliographiques

- [1]-**Ch. P. De Brichambaut, Ch.Vauge.** Le gisement solaire évaluation de la ressource énergétique. Edit Technique et Documentation, Paris (1981).
- [2]-**G.Chassagne, C.Dupuy, M.Levy.** Energie solaire conversion et applications. Edition C.N.R.S, Institut d'Etudes Scientifiques de Cargèse (1977).
- [3]-**Ch.Ngo.** L'énergie, ressources, technologies et environnement. 3^{ème} édition, Dunod, Paris (2008).
- [4]-**J. Bernard.** Energie solaire calculs et optimisation. Ellipse Edition Marketing (2004).
- [5]-**J. R. Vaillant.** Utilisation et promesses de l'énergie solaire. Edition Eyrolle (1976).
- [6]-**J. Bonal, P. Rossetti.** Les énergies alternatives. Omniscience (2007).
- [7]-**A. Sfeir, G. Guarracino.** Ingénierie des systèmes solaires. Technique et Documentation, Paris (1981).
- [8]-**A. Chaker.** Promesses et Perspectives du Photothermique. Revue des Energies Renouvelables: ICPWE (2003).
- [9]-**J. C. Sabonnadière.** Nouvelles technologies de l'énergie, tome1 : Les énergies renouvelables. Lavoisier (2006).
- [10]-**R. Kharchi, A. Hamid, M. Belhamel.** Contribution de l'Energie Solaire dans le chauffage de l'habitat par le plancher. Revue des Energies Renouvelables, Journées Nationales sur la valorisation des Energies Renouvelables, 23-24 (1999).
- [11]-**K. Imessad, N. Ait Messaoudene, M. Belhamel.** Etude du comportement et de la rentabilité économique du système de chauffage solaire Barra-costantini dans les conditions climatiques de l'Algérie. Revue des Energies Renouvelables 11^{ème} Journées Internationale de Thermique (2003).
- [12]-**R. Kharchi, B. Benyoucef, M. Belhamel.** Système solaire combiné, estimation des besoins énergétiques. Revue des Energies Renouvelables ICRES-07 (2007).
- [13]-**F. A. Peuser, K. H. Remmers, M. Schnauss.** Installation solaires thermiques, conception et mise en œuvre. Edité par Systèmes Solaires, Solar Praxis et le Moniteur (2005).
- [14]-**C. A. Roulet.** Energétique du bâtiment I, Interactions entre le climat et le bâtiment. Edité par Presses Polytechniques Romandes (1987).

- [15]-**D. Kedwards, L. Marlot**. Capteurs Solaires. Edition S C M, Paris (1979).
- [16]-**R. Bernard, G. menguy, M. Schwartz**. Le rayonnement solaire, conversion thermique et applications. Technique et Documentation (1979).
- [17]-**J. Pereebois**. Energie solaire, perspectives économiques. Edition du Centre National de la Recherche Scientifique (1975).
- [18]-**P. Neyer**. Energie solaire thermique. Guide des Energies Renouvelables, (2003).
- [19]-**H. Bourefis**. Modélisation d'un plancher chauffant. Cas de la région de Hassi Messaoud. Thèse de magistère, Université Mentouri Constantine (2000).
- [20]-**A. H. Khedim**. Energie solaire et son utilisation sous forme thermique et photovoltaïque. Centre de Publication Universitaire (2003).
- [21]-**N. Bellel**. Contribution à la réalisation et simulation d'un capteur solaire à eau type collecteur. Thèse de magistère, Université de Constantine (1989).
- [22]-**J.F. Sacadura**. Initiation de transfert thermiques, Technique et documentation. Paris (1982).
- [23]-**J. P. Petit**. Techniques de l'ingénieur, notions de transferts thermiques par convection. A1540 (1979).
- [24]-**M. Boubekri, A. Chaker, A. Cheknane**. Numerical approach for performance study of hybrid PV/thermal collector. Revue des énergies renouvelables vol 12, N°3 (2009).
- [25]-**J. A. Duffie, W. A. Beckman**. Solar engineering of thermal processes. John Wiley and Sons (1980).
- [26]-**M. E. A. Bekkouche**. Modélisation du comportement thermique de quelques dispositifs solaires. Thèse de doctorat, Université de Tlemcen (2009).
- [27]-**P. Fridmann**. Le plancher chauffant et rafraichissant, réglementation, dimensionnement, mise en œuvre, réglage. Edition Parisienne (2003).
- [28]-**M. Lochoshvili**. Les technologies nouvelles ont-elles un rôle à jouer sur un marché très concurrentiel de la Russie postsoviétiques, le marché du chauffage (période étudiée 1991-2008).Thèse de doctorat, Université Paris-Sorbonne (2009).
- [29]-**Recknagel**. Manuel pratique du génie climatique (1986).
- [30]-**J. Yves Messe**. Therm Excel. Copyright 2004-2007.
- [31]-**M. Zaheer-Uddin, G. R. Zheng and Cho.Sung-Hwan**. Optimal operation of an embedded-piping floor heating system with control input constraints. Energy convers, Mgmt vol 38, N°7 (1997).
- [32]-**F. Mokhtari**. Etude d'une boucle régulée capteur-plancher solaire. Thèse de magister Université Blida (2005).

- [33]-**M. Amir, M. Lacroix, N. Galanis.** Comportement thermique de dalles chauffantes électriques pour le stockage quotidien. *Int. J. Therm. Sci*, 38 (1999).
- [34]-**L. Fontana.** Thermal performance of radiant heating floors in furnished enclosed spaces. *Applied Thermal Engineering*, 31 (2011).
- [35]-**R. Kharchi, N. Ait Messaoudene, M. Belhamel.** Etude expérimentale du comportement thermique d'un plancher solaire direct. *Revue des Energies Renouvelables, Journées Internationales de Thermique*, N° 115-119 (2001).
- [36]-**R. Kharchi.** Etude expérimentale du comportement thermique d'un plancher solaire direct. Thèse de magister Université Blida (2002).
- [37]-**S. Youcef-Ali, J. Y. Desmons.** Numerical and experimental study of a solar equipped with offset rectangular plate fin absorber plate. *Renewable Energy*, 31 (2006).
- [38]-**T. Koyuncu.** Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications. *Renewable Energy*, 31 (2006).
- [39]-**D. Njomo.** Etude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre. *Rev. Gén. Therm*, 37 (1998).
- [40]- **H. M. Yeh, T. T. Lin.** The effect of collectors aspect ratio on the collectors efficiency of flat-plate solar air. *Energy*, 20 (1995).
- [41]-**S. Karsli.** Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications. *Renewable Energy*, 32 (2007).
- [42]-**M. Augustus Leon, S. Kumar.** Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors. *Solar Energy*, 81 (2007).
- [43]-**N. Moumni, S. Youcef-Ali, A. Moumni, J. Y .Desmons.** Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. *Renewable Energy*, 29 (2004).
- [44]-**H. Esen.** Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plates. *Building and Environment*, 43 (2008).
- [45]- **H. M. Yeh, C. D. Ho.** Effect of external recycle on the performances of flat-plate solar air heaters with internal fins attached. *Renewable Energy*, 34 (2009).
- [46]-**A. Abene, V. Dubois, M. Le Ray, A. Ouagued.** Study of a solar air flat plate collector : use of obstacles and application for the drying of grape. *Journal of Food Engineering*, 65 (2004).
- [47]-**M. M. Hassan, Y. Beliveau.** Design, construction and performance prediction of integrated solar roof collectors using finite element analysis. *Construction and Building Materials*, 21 (2007).

- [48]-**K. Sopian, M. A. Alghoul, E. M. Alfegi, M. Y. Sulaiman, E. A. Musa.** Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous-nonporous media. *Renewable Energy*, 34 (2009).
- [49]-**P. Naphon.** Effect of porous media on the performance of the double-pass flat plate solar air heater. *International Communication in Heat and Mass Transfer*, 32 (2005).
- [50]-**D. Ababsa.** Optimisation du rendement d'un capteur solaire par minimisation des pertes convectives. Thèse de magister Université Batna (2009).
- [51]-**F. Ben Yelles, B. Benabadji, B. Benyoucef, Z. Ziani.** Comparaison entre un capteur a aérogel de silice et d'autres capteurs plans. 13èmes Journées Internationales de Thermique (2007).
- [52]-**H. Gunerhan, A. Hepbasli.** Determination of the optimum tilt angle of solar collectors for building applications. *Building and Environment*, 42 (2007).
- [53]-**F. Mokhtari et D. Semmar.** Etude Expérimentale d'un Capteur Solaire à Air. *Revue des Energies Renouvelables*, 34 (1999).
- [54]-**Y. Jannot.** Thermique solaire. Paris (2007).
- [55]-**U. Fischer.** Solar technologies for Buildings. Edition (2001).
- [56]-**E. Mazria, R. Ball, P. Bazan.** Le guide de la maison solaire. Editions Parenthèses (2005).
- [57]-**M. Daguinet.** Les séchoirs solaires, Théorie et Pratique. Unesco, Paris (1985).
- [58]-**P. H. Communay.** Héliothermique : le gisement solaire, méthodes et calculs. Groupe de Recherche et d'Édition, France (2002).
- [59]-**A. A. Hania.** Algérie énergie solaire et hydrogène développement durable. Office des publications universitaires (2007).



Résumés

ت عظيم عو الملائش غل لرضي ش مبي ت للافه تم بل ب شرة

لخ ص:

- إ اهدف ل فزا ا كة هي اتيت وحس نظام هغيت اش س ك طش ك الأرضيت، ا - ح ف ش طبانت ل ب ط ش س.
 - لبدأ هي ا ح ك ب ش شة فأسريت خ نل س بت ك طي و ش اس ب . ام ب ع ، انب ش ش يبذا ب س ب خ ب ف ك ب ط ش س دو ح ك ه فاضا و س ط .
 - ح ك الإس ح ح ف ح نظا الأرضيت اش س ت هغيت ب ل ش شة إى نظا ف ش ك أس ه ح ، و ت ك ب د ق ب ع نى ش ب . غ ش لبة إل ل ح ن ا ت ف ط س ب ت إى ح د ق ب - إ م ط اش س و الأرضيت .
 - إ ط ب ت نى ط ش ت ك م ت اس ب دا إى ا توا ز ن ا ت اح ش ل س ت نى ك م ش . ك ب ب ص ش إى ن ت ط ي ت هغيت (إ م ط ل س ب نى اح ش ل س ي ، أسريت خ نل س ب ت) .
 - نظام ا ك ب د ل ا ت ل ز ي حى أس ين ا ش ل ي إ م ط اش س ح ح ب ط ش ت Runge- Kutta ص ف 4 ، ف ح ح خ ك ا ك ب د ل ا ت ا ح ص ف الأرضيت ط ش م ل ف ش و ق ا ح ذ دة .
 - س ا س ت ك ل ي ا ا ن و شة ف ا ط ب ا د س ط خ ل ي ا ح ت ا ب ي ت ي ح ب ح ذ ذ غ ش اش س ح ب ت ا ش ح ا سة ف خ ف ي ن ا ت ا ط ب و ك - ا ض ب نى ص الأ ت ه .
 - م ب س ت ب ن ت ل ج ب و ح ا ح ص ر ت . ا س ر ت ح ج ش ب ت ا ج ش ح ش و ض ح ، ل ط ب ل ب ت ا ح ح ن ب نى ص س ك ت ح ط ش ف ا ب ق ج ذ .
- ل ل ل ب ت ه م ت ي ت : ح س ، ك ط ، هغيت اش س ت ، م ط ش س ، أسريت ش س ت هغيت ب ل ش شة .

Optimisation des paramètres de fonctionnement d'un plancher solaire direct (PSD)

Résumé

L'objectif de ce travail est la modélisation et le dimensionnement d'un système de chauffage solaire par plancher dont l'apport d'énergie est assuré par un capteur solaire.

Le principe est de faire circuler directement dans une dalle de béton isolée thermiquement par le bas et dans laquelle sont encastrés des tubes, de l'eau chauffée par un capteur solaire sans cuve de stockage intermédiaire.

La stratégie consiste à décomposer le système plancher solaire direct en deux sous systèmes plus faciles à résoudre et à reconstruire ensuite le modèle global en tenant compte des couplages physiques existants entre le capteur et le plancher.

Le système est modélisé suivant la méthode nodale, basée sur les bilans thermiques de chaque élément constituant le système de chauffage (capteur, fluide caloporteur, plancher constitué d'une dalle en béton).

Le système d'équations régissant le comportement thermique du capteur solaire est résolu par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 alors que la résolution des équations décrivant le plancher est abordée par la méthode des différences finies.

Une étude paramétrique du système étudié permis de déterminer en régime dynamique l'évolution des températures dans les différents éléments constituant le système et de définir les caractéristiques optimales de l'installation.

La confrontation de nos résultats avec ceux issus d'une étude expérimentale menée au Centre de Développement des Energies Renouvelables de Bouzaréah (CDER, Alger) montre un bon accord.

Mots clés : *dimensionnement, optimisation, chauffage solaire, capteur solaire, plancher solaire direct.*

Optimization of operating parameters of a direct solar floor (DSF)

Abstract

The objective of this work is the modeling and design of a solar heating system under floor whose energy supply is provided by a solar panel.

The principle is to circulate directly in a thermally insulated concrete slab from the bottom which are embedded in the tubes, the water heated by a solar collector without intermediate storage tank.

The strategy is to decompose the system direct solar floor into two subsystems easier to solve and then rebuild the global model taking into account the existing physical coupling between the sensor and the floor.

The system is modeled after the nodal method, based on the heat balance of each element constituting the heating system (sensor, coolant, floor consisting of a concrete slab). The system of equations governing the thermal behavior of solar sensor is solved by the Runge-Kutta method of order 4 while solving the equations describing, the floor is covered by the finite differences method.

A parametric study of the system studied is used to determine under dynamic diet the temperature changes in the various components of the system and to define the optimal characteristics of the installation.

The comparison of our results with those from an experimental study conducted at the Center for the Development of Renewable Energies Bouzaréah (CDER. Algiers) shows a good agreement.

Key words: *design, optimization, solar heating, solar sensor, direct solar floor.*