



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



**UNIVERSITÉ KASDI MERBAH OUARGLA**  
**FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES**  
**DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

Mémoire Présenté pour l'obtention du diplôme de  
**MASTER**

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Énergétique

Présenté par :

HIDEB Abderrahmane

BEN DJARBA Bachir

**Thème**

**ETUDE DE DISSIPATION THERMIQUE D'UNE DALLE  
CHAUFFANTE EN BETON ASSOCIE A UNE POMPE A CHALEUR  
DANS UN CLIMAT SEMI ARIDE**

*Soutenu publiquement le: 24/06/2019*

*Devant le jury:*

M <sup>me</sup> . R. KHATABI	Université Kasdi Merbah	Président
M <sup>r</sup> . R.BELAKROUM	Université Kasdi Merbah	Examineur
M <sup>r</sup> . M.S KINA	Université Kasdi Merbah	Encadreur

**Année universitaire : 2018/2019**

The image shows a decorative scroll with a parchment-like texture and irregular, torn edges. It is adorned with intricate floral and scrollwork patterns in shades of pink, purple, and gold. A large, circular red wax seal is visible at the bottom left, partially overlapping the scroll's edge. The text is centered on the scroll.

## REMERCIEMENT

Je tiens tout d'abord à remercier en premier lieu ALLAH le tout puissant, pour m'avoir donné autant de courage, de patience et de volonté pour atteindre ce but . Nous voudrions remercier le Prof. **kina mohamed saleh** de l'université d'Ouargla pour diriger ce projet. Il a dépensé beaucoup de temps sur ce projet et était toujours disponible pour partager son expertise. En outre, nous voudrions remercier Mr. Boukhaloua M. S .

Il nous a aidé et a guidé dans ce projet, nous voudrions remercier Nos respectueux remerciements à l'ensemble des membres du jury pour l'intérêt porté sur notre travail. .

Nous tenons également à exprimer notre profonde gratitude à tous les enseignants qui ont contribué à notre formation pendant toute la durée de nos études, afin d'acquérir ce modeste savoir.

Nous souhaitons à chacun un temps agréable lisant ce rapport

## **DÉDICACES**

*Je dédie ce travail*

*À mes parents qui m'ont soutenu durant toutes ces années d'études et qui ont été toujours présent pour me pousser vers toujours plus d'efforts;*

*À mes sœurs, mes frères;*

*À tous les membres de ma grande famille **bne djarba**;*

*À mes professeurs, mes amis et à tous ceux qui m'ont assisté et soutenu dans mes études;*

*À mon binôme **abderrahmane hideb** et toute la famille **hideb**.*

***Bne djarba bachir***





## **DÉDICACE**

*Je dédie ce mémoire à:*

*Ma chère mère pour son soutien et son réconfort*

*À la mémoire de mon père, que dieu l'accueille dans  
vaste paradis*

*son*

*À tous les membres de ma grande famille*

*Hideb*

*Mes frères et sœurs. À tous mes amis et collègues*

*À mon binôme **Bne djarba bachir** et toute la famille*

***Bne djarba***

**Hideb Abderrahmane**



Sommaire.....	iv
Liste des figures.....	vi
Liste des tableaux.....	viii
Nomenclature.....	ix
<b>Introduction Générale</b>	<b>1</b>

## **Chapitre 01: Génialité de Transfer thermique**

<b>I.1 L'énergie Thermique.....</b>	<b>3</b>
<b>I.1.1 Les Phénomènes De Transfert Thermique.....</b>	<b>3</b>
<b>I.1.2 Conversion De L'énergie Thermique.....</b>	<b>4</b>
<b>I.1.3 Systèmes De Chauffage Par Circulation D'air Chaud .....</b>	<b>5</b>
<b>I.1.4 Système A Circulation Forcée .....</b>	<b>5</b>
<b>I.2 Pompe A Chaleur.....</b>	<b>5</b>
<b>I.2.1 Les Composants.....</b>	<b>6</b>
<b>I.2.1.1 Evaporateur.....</b>	<b>6</b>
<b>I.2.1.2 Vanne de détente.....</b>	<b>7</b>
<b>I.2.1.3 Compresseur.....</b>	<b>7</b>
<b>I. 2.1.4 Les fluides frigorigènes et leur impact sur l'environnement.....</b>	<b>8</b>
<b>I.2.2 Cycles de fonctionnement d'une PAC.....</b>	<b>8</b>
<b>I.2.3 Le Cycle Idéal D'une Pompe À Chaleur.....</b>	<b>9</b>
<b>I.2.4 Bilan Des Échanges De Chaleur Et De Travail .....</b>	<b>11</b>
<b>I.2.5 Le Coefficient De Performance Théorique D'une Pompe Chaleur.....</b>	<b>11</b>
<b>I.3 Les sources de chaleur.....</b>	<b>12</b>
<b>I.4 Caractéristiques d'un plancher chauffant.....</b>	<b>12</b>

## **Chapitre II : Modélisation du system de chauffage par plancher**

<b>II.1 Introduction.....</b>	<b>15</b>
<b>II.2 Description du modèle.....</b>	<b>15</b>
<b>II.3 Calculs de température.....</b>	<b>20</b>
<b>II.3.1 Températures des nœuds.....</b>	<b>20</b>
<b>II 3.2 Température nodale du fluide chauffant.....</b>	<b>21</b>
<b>II.3.3 Température de sortie du fluide chauffant du plancher.....</b>	<b>22</b>
<b>II.3.4 Températures nodales de la mass du plancher .....</b>	<b>22</b>
<b>II.3.5 Températures nodales du mur de mass.....</b>	<b>23</b>
<b>II.3.6 Température de l'air ambiant intérieure .....</b>	<b>24</b>
<b>II.3.7 Températures de surface .....</b>	<b>25</b>
<b>II.3.7.1 Température la surface superieur du plancher .....</b>	<b>26</b>
<b>II.3.7.2 Température la surface inférieur du plancher sur terre.....</b>	<b>26</b>
<b>II.3.7.3 Temperature du vitrage.....</b>	<b>26</b>
<b>II.3.7.4 Temperature de la surface interieur du mur de mas .....</b>	<b>26</b>
<b>II.3.7.5 Temperature de la surface interieur du mur orienté vers le nord .....</b>	<b>27</b>
<b>II.3.7.6 Temperature la surface interieur du mur orienté vers l'ouest.....</b>	<b>27</b>
<b>II.3.7.7 Temperature de la surface interieur du plafond.....</b>	<b>27</b>

II.3.7.8	Temperature de la surface exterieur du mur de mass orienté vers l'Est....	28
II.3.7.9	Temperature de la surface exterieur du mur orienté vers le nord.....	28
II.3.7.10	Temperature de la surface exterieur du mur orienté vers l'ouest.....	28
II.3.7.11	Temperature de la surface exterieur du plafond .....	28
II.4	Calcul des coefficients de transfert thermique .....	29
II.4.1	Transfert de chaleur du à la convection.....	29
II.4.1.1	Transfert de chaleur par convection libre.....	29
II.4.1.2	Transfert de chaleur du à la convection forcée.....	30
II.5	Transfert de chaleur dû au vent.....	31
II.6	Transfert de chaleur par rayonnement à ondes longues .....	31
II.7	Le coefficient de transfert de chaleur dû à la perte de chaleur à la terre.....	32
II.8	Infiltration de l'air.....	34
II.9	Méthodologie de simulation de la zone à chauffée.....	34
<b>Chapitre III : Modélisation de la boucle solaire</b>		
III.1	Introduction .....	35
III .2.	Simulation de l'échange thermique par le capteur solaire thermique à eau...	36
III .2.1.	Model du capteur.....	36
III.2.2	Calcul des coefficients des échanges thermique .....	41
III.2.2.1	Echange par convection libre entre la vitre et l'ambiance extérieure.....	41
III.2.2.2	Echange par convection libre entre la vitre et air confiné.....	41
III.2.1.3	Echange par convection libre entre l'air confiné et l'absorbeur.....	41
III.2.1.4	Echange par convection entre le tube (ou l'isolant) et le fluide caloporteur..	41
III.2.1.5	Echange par rayonnement entre la vitre et le ciel.....	43
III.2.1.6	Echange par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur.....	43
III.3	Calcul des puissance.....	43
III.3.1	Puissance absorbée par le vitrage .....	43
III.3.2	Puissance absorbée par la plaque absorbante.....	44
III.4	Comportement thermique du capteur .....	45
III.4.1	Calcul du bilan thermique.....	45
III.4.2	Puissance utile récupérée par le fluide.....	46
III.4.3	Calcul du rendement.....	47
III.5	Modélisation du réservoir de stockage et la pompe à chaleur eau-eau.....	48
<b>Chapitre IV: Etude de dissipation d'un plancher chauffant</b>		
IV.1	Introduction.....	50
IV.2	Application d'un control avancée pour la régulation de température de l'air intérieur.....	54
IV.3	Conclusion.....	55
	Conclusion générale.....	56
	Bibliographie.....	57
	Annexes.....	58

---

## Liste des figures

### Chapitre I : Introduction Générale

<b>Figure I.1</b> : Transfert thermique dans un cycle frigorifique.....	4
<b>Figure I.2</b> : Echangeurs à plaques.....	6
<b>Figure I.3</b> : Vanne de détente.....	7
<b>Figure I.4</b> : Compresseur.....	7
<b>Figure I.5</b> : Représentation schématique du cycle frigorifique à compression mécanique.	10
<b>Figure I.6</b> : Cycle frigorifique idéal.....	10
<b>Figure I.7</b> : Schématisation du transfert de chaleur.....	11
<b>Figure I.8</b> : Distribution intérieure de chaleur plancher chauffant à eau- vs -radiateur...	14

### Chapitre II: Modélisation du system de chauffage par plancher

<b>Figure II.1</b> : Configuration schématique d'une zone singulière à plancher chauffant.....	16
<b>Figure II.2</b> : Model générale de l'enveloppe à chauffée.....	16
<b>Figure II.3</b> : Modèle du plancher chauffant au sol avec dalle en béton lourd.....	17

### Chapitre III: Modélisation de la boucle solaire

<b>Figure III.1</b> : Configuration du system de chauffage par plancher à boucle solaire.....	36
<b>Figure. III.2</b> : Distribution des températures des différents composés d'un capteur solaire plan à simple vitrage.....	37
<b>Figure. III.3</b> : Mécanismes d'échange thermique du capteur solaire.....	38

**Chapitre IV: Etude de dissipation d'un plancher chauffant**

**Figure. IV .1 :** Etapes de dissipation de chaleur par simulation numérique ..... 52

**Figure. IV .2:** Oscillations de la température ambiante intérieure résultant de la 53  
dissipation d'un plancher lourd (Test de longue durée de 6 mois) .....

**Figure. IV.3:** Oscillations de la température ambiante intérieure résultant de la 55  
dissipation d'un plancher lourd(Test de courte durée de 7 jours). .....



## Liste des tableaux

### Chapitre II: Modélisation du system de chauffage par plancher

<b>Tableau. II.1 :</b> Valeurs Géométriques des éléments la construction.....	18
<b>Tableau. II.2:</b> Valeurs thermo-physiques des différents composés de la construction.....	18
<b>Tableau. II.3:</b> Corrélations pour convection libre.....	30
<b>Tableau II.4:</b> Coefficient de perte de chaleur par conduction pour des fondations des murs non isolés dans la terre.....	33
<b>Tableau. II.5:</b> Coefficient de perte de chaleur par conduction à travers la base du plancher sur terre.....	33

### Chapitre III: Modélisation de la boucle solaire

<b>Tableau.III.1 :</b> Dimensions géométrique de fonctionnement du collecteur solaire.....	39
<b>Tableau.III.2:</b> Paramètre thermo-physique de fonctionnement du collecteur solaire....	39

### Chapitre IV: Etude de dissipation d'un plancher chauffant

<b>Tableau IV.1:</b> Performances avec AD-PR + PID pour différentes configurations de construction à zone unique (simulation à long terme sur six mois sous climat 1999)..	54
--	----

## Nomenclature

### ❖ Notation latine :

Symbole	Dénomination	Unité
A	surface	m <sup>2</sup> -
b	Distance entre la vitre et l'absorbeur	m
COP	Coefficient de performance	-
Cp	Capacité calorifique massique	J/Kg.°C
D	Diamètre du tube	m
d	Diamètre	m
e	Epaisseur	m
F'	efficacité du transfert.	-
FR	Efficacité globale de l'échange thermique du capteur	-
G	Irradiation solaire	-
g	accélération gravitationnelle	-
h	Coefficient d'échange	W/m <sup>2</sup> .°C; degrés (°)
H	enthalpie	J/Kg
k	Coefficient d'extinction	m-1
L	Longueur du tube	m; degrés (°)
m	Masse	Kg
ṁ	Débit massique	Kg/s
n	Indice de réfraction	-
P	Puissance	W
<i>QCD</i>	Chaleur dégagée au condenseur	J/Kg
<i>QF</i>	Chaleur extraite à l'évaporateur	J/Kg
r	Pouvoir réflecteur du verre	-
R	Resistance	m <sup>2</sup> .°C/W
S	surface	m <sup>2</sup>

T	Température	K
U	coefficient de pertes	W/m <sup>2</sup> . °C
V	Vitesse	m/s
w	Distance entre les tubes	M
W, w	Travail de compression	J/Kg

### ❖ Notation grecque :

Symbole	Dénomination	Unité
$\sigma$	facteur de pondération	-
$(\tau\alpha)_{\text{eff}}$	Coefficient d'absorption effectif.	-
$\beta$	Inclinaison du capteur	degrés (°)
$\varepsilon$	émissivité surface	
$\zeta$	l'efficacité de l'élément thermique	-
$\eta$	coefficient de transmission	-
$\eta$	Rendement	%
$\theta$	Angle de réfraction	degrés (°)
$\lambda$	Conductivité thermique	W/m.°C
$\mu$	Viscosité dynamique	Kg/m.s
$\nu$	Viscosité cinématique	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	Masse volumique	Kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{\text{dir}}$	Coefficient de réflexion	-
$\varphi$	phase	-

### ❖ Nombres adimensionnels

Symbole	Dénomination
Gz	Nombre de Graetz
Nu	Nombre de Nusselt
Pe	Nombre de Peclet
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
Ra	Nombre de Rayleigh

### Introduction

Fournir de l'énergie propre en quantité suffisante et économique, constitue de nos jours un impératif majeur pour le développement de toute nation. En effet, l'augmentation de la demande en Energie, la détérioration accélérée de l'environnement liée aux résidus des ressources énergétiques utilisées, posent de sérieux problèmes à l'échelle globale. L'impact socio économique de ces problèmes ne peut que s'intensifier à court et moyen terme. Face aux prévisions d'épuisement inéluctable des ressources mondiales en énergie fossile (pétrole, gaz, charbon...), en énergie d'origine thermonucléaire (uranium, plutonium...), face aux multiples crises pétrolières, économiques, aux changements climatiques dus à l'effet de serre [1].

Aujourd'hui, le monde du bâtiment entre dans une aire nouvelle. Les consommations énergétiques des bâtiments qui représentent en Algérie après 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 respectueuse de l'environnement Pour cela, l'amélioration du chauffage de l'enveloppe du bâtiment sera envisagée par un system de chauffage par plancher solaire qui introduit une diminution des couts d'exploitation 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 par un system de régulation approprié. 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 [2].

Ce pendant, l'idée d'utiliser l'énergie solaire associée à des pompes à chaleur dans des régions froides où semi arides n'est pas nouvelle pour produire une eau de qualité pour le chauffage du secteur résidentiel.

Le plancher chauffant est un système de chauffage par le sol. Cette technique existe depuis l'Antiquité, époque où les Romains se chauffaient par le système de l'hypocauste. Depuis cette période, le plancher chauffant s'est grandement amélioré, afin de proposer aujourd'hui un chauffage à basse température, qui chauffe une pièce entre 21 et 24° C seulement.

### Problématique et objectives :

Le chauffage des locaux par plancher à stockage de chaleur dans la masse du béton à suscité ces dernière année un gain d'intérêt en vers l'utilisation rationnel d'énergie a basse température pour le bâtiment. Cependant, si le dimensionnement des plancher chauffant est bien maitrisé, leur comportement thermique en régime dynamique est assez difficile à appréhender à cause de l'inertie thermique importante de la dalle et encore avec les effets conjugués des apports solaires sur la surface supérieur du plancher et l'interaction des conditions climatiques extérieures rendent difficile la balance d'échange thermique entre la chaleur émergeant du plancher et à la demande instantanée pour le chauffage de l'ambiance intérieur qui à pour effet sur la régulation de sa température. En conséquence il compte sur une analyse numérique par des méthodes simples de simulations attribuées par des modèles simplifiés soit unidimensionnel ou facteurs de réponse pour faire adapter



la dissipation achevée par la masse de la dalle envers une implantation d'une régulation appropriée pour une efficacité énergétique supérieure.

Notre tâche est d'étudier la dissipation thermique d'un plancher chauffant solaire au sol alimenté en eau chaude à basse température par une pompe à chaleur (PAC) eau-eau bouclé à un collecteur solaire plan à simple vitrage et un réservoir de stockage de chaleur, sous un climat nordique semi-aride du nord terrestre de six mois (année 1999), incluant des données horaires de température, rayonnement solaire et la vitesse du vent, ce type de climat caractérisé par des variations de grande amplitude de 23 °C (entre -7 et 16 °C) durant la période hivernale (Annexe A), c'est-à-dire de température modérée durant le jour, et tombe à une température très basse pendant la nuit; et cette attitude représente une variété de conditions similaire à d'autres types de climat.

Comme objectives, est d'établir par une modélisation dynamique simplifiée unidimensionnelle qui servira comme outil de base de permettre d'avoir des performances significatives pour un potentiel d'échange thermique amélioré en matière d'économie et de confort, d'avoir établi une plateforme de simplifications pour des implantations appropriées de régulation de température pour convaincre l'interaction des conditions météorologiques et de l'inertie d'échange causé par la masse de la dalle du plancher.

Les modèles des éléments de la boucle solaire (Pièce à chauffer, PAC, et Capteur Solaire) sont établis dans le Chapitre 2.

Une étude de dissipation par la masse de la dalle du plancher est élaborée dans le Chapitre 3.

# *Chapitre I*

## *Génialité de Transfer thermique*

## **I.1. L'énergie thermique**

Les corps sont composés d'atomes et de molécules en mouvement permanent. Le mouvement de ces particules engendre une énergie interne que l'on nomme énergie thermique.

La température est une mesure de l'énergie thermique qui nous renseigne sur l'intensité de l'agitation des molécules d'un corps. Plus la température d'un corps est élevée, plus le mouvement des molécules qui le compose est élevée.

La chaleur se définit comme étant un transfert d'énergie thermique.

Lorsque l'on chauffe un corps, on effectue un transfert d'énergie thermique du corps chauffant au corps chauffé, c'est-à-dire qu'on lui donne de la chaleur. L'énergie thermique et la chaleur s'expriment en joule (j) et son symbole est la lettre Q.

Dans cet échange, le corps chauffant perd de la température et le corps chauffé voit la sienne augmenter d'autant de joules cédés de l'un à l'autre.

L'énergie thermique peut être convertie en énergie électrique ou en énergie mécanique pour être exploitée.

La conversion en énergie électrique passe dans un premier temps par le conversion de la chaleur en énergie mécanique (moteur, turbine) pour faire tourner des générateurs électriques produisant de l'électricité. Les centrales de production électriques utilisent ce principe avec du charbon, du pétrole (centrales thermiques) ou de l'uranium enrichi (centrales nucléaires) pour produire la chaleur initiale [3].

L'énergie thermique est bien sûr utilisée pour fournir le chauffage de l'habitat et la fabrication de la plupart des produits.

- Bâtiment
- Chauffage
- Climatisation

### **I.1.1. Les phénomènes de transfert thermique**

Pour extraire de la chaleur d'un milieu « froid » (la source froide) vers un milieu chaud (le local à chauffer) on utilise comme vecteur un fluide frigorigène. Celui ci est le siège de phénomènes physico-chimiques permettant de prélever, de transférer et de restituer la chaleur. Ainsi donc, pour extraire de la chaleur d'une source froide on fera subir au fluide frigorigène, en « contact » avec cette source, un phénomène endothermique (qui absorbe de la chaleur). De la même manière que pour extraire la chaleur stockée par le fluide frigorigène afin de la restituer à la source chaude on utilisera un phénomène exothermique (qui dégage de la chaleur). On fait ainsi décrire une série de transformations qui ramène, périodiquement, le frigorigène dans son état initial. Le cycle de fonctionnement ainsi décrit est appelé cycle frigorifique [1].

La grande majorité des pompes à chaleur utilise le phénomène de vaporisation d'un liquide pour extraire des calories d'une source froide (milieu extérieur). La restitution de calories au milieu à chauffer s'opère alors en utilisant le phénomène de condensation d'une vapeur. Le changement d'état liquide – vapeur est le phénomène majeur sur lequel on s'appuie pour produire de la chaleur. On le met en œuvre dans une machine thermique en faisant évoluer un fluide frigorigène dans un circuit fermé comportant notamment un évaporateur et un condenseur :

- L'évaporateur sera placé dans la source froide (le milieu extérieur) où l'on maintient une température  $T_i$ . Le frigorigène y pénètre en phase liquide et s'y vaporise (à la température  $T_f < T_i$ ) en prélevant de la chaleur à ce milieu : c'est la phase d'extraction de calories.
- Le condenseur sera refroidi à la température  $T_r$  par un fluide extérieur (air ou eau). Le frigorigène qui y entre en phase vapeur, se condense à une température  $T_c > T_r$  en cédant de la chaleur au fluide de refroidissement [1].

L'énergie mécanique ( $W$ ) fournie à ce système permet l'évolution cyclique du frigorigène.

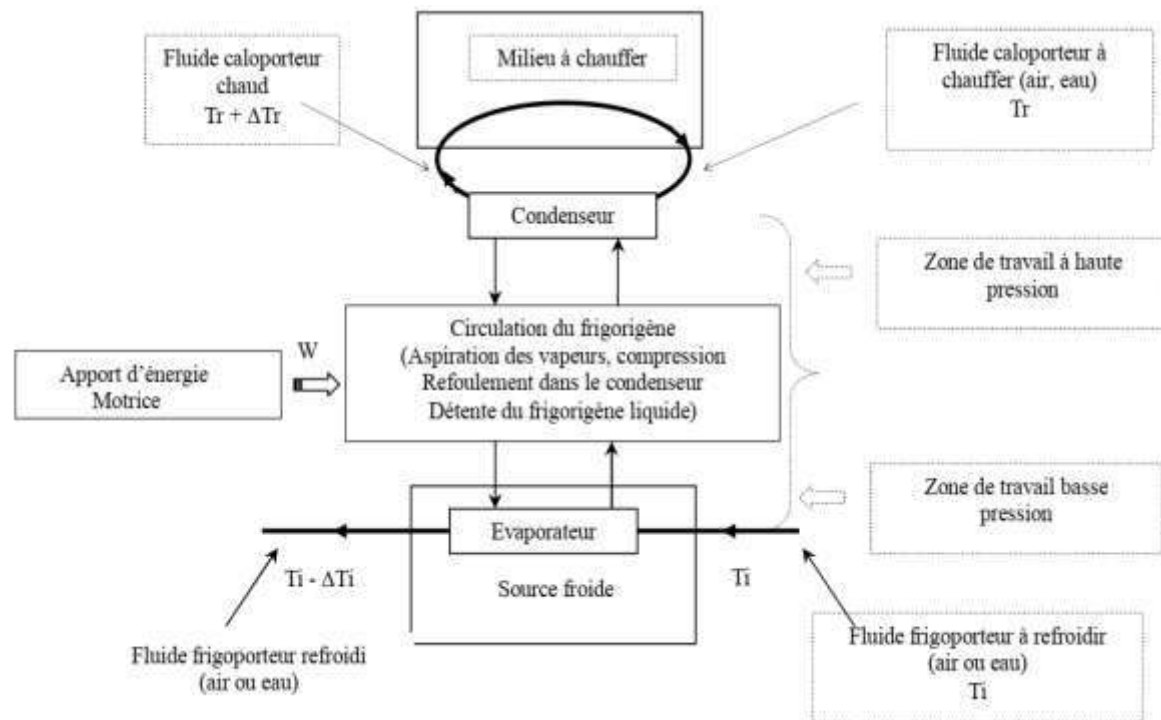


Figure I.1 : Transfert thermique dans un cycle frigorifique [1].

### I.1.2. Conversion de l'énergie thermique

La consommation au cours de la réaction, du réactif solide qui constitue un milieu poreux pose de manière générale des problèmes inhérents aux phénomènes de transport de chaleur et matière.

La chaleur dégagée en phase de synthèse (ou consommée en phase de décomposition) doit être transférée par ou vers un fluide caloporteur dans des conditions de puissances suffisamment intéressantes. De même, la circulation du gaz réactif au sein du milieu solide poreux ne doit pas être un facteur limitant pour le déroulement de la réaction, notamment lors des réactions de synthèse au cours desquelles il est observé une augmentation volumique importante du solide réactif diminuant la perméabilité au gaz.

Le problème posé par l'évolution de la taille des grains de réactif au cours de l'avancement des réaction de synthèse et de décomposition, et donc de la modification de la texture du lit réactif qui doit néanmoins présenter de bons coefficients de transfert de chaleur et de masse (conductivité thermique  $\lambda$ , résistance de contact thermique à la paroi du réacteur  $h_{sw}$ , perméabilité  $k$ ), ont conduit à l'élaboration de matériaux composites consolidés basés sur



l'utilisation d'un liant de type graphite naturel expansé (GNE). Le GNE se présente sous la forme de vermicule (de l'ordre du cm) de très faible densité apparente (3 à 4 kg/m<sup>3</sup>). Le choix de ce liant est justifié de par sa forte conductivité intrinsèque au graphite (de l'ordre de 200 W/m.K), sa forte porosité et ses propriétés mécaniques en particulier son élasticité [4].

### **I.1.3. Systèmes De Chauffage 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 [2].

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

#### **A- 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 [2].

#### **B- Le procédé de Barra-Costantini (B-C)**

A 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 [2].

### **I.1.4. 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.

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 pompa a chaleur. Elle permettra d'élever la température de l'eau chaude du ballon selon les besoins [2].

## **I.2. Pompe à chaleur**

Une pompe à chaleur est un dispositif thermodynamique permettant de transférer la chaleur du milieu "fournisseur de calories" (en le refroidissant) vers le milieu récepteur de calorie (qui est donc chauffé). Une PAC est un système qui valorise l'énergie disponible dans l'environnement immédiat (sol, air, eau).

Installé une pompe à chaleur permet d'économiser 75% sur la consommation de chauffage en comparaison de radiateurs électriques. Il est composé d'un compresseur, d'un détendeur, d'un évaporateur et d'un condenseur. La chaleur prélevée dans le milieu naturel est captée par le fluide caloporteur au niveau de l'évaporateur, une fois le fluide capturé il change d'état et se transforme en vapeur. Le compresseur comprime cette vapeur, augmentant ainsi sa pression.

Ensuite la vapeur se condense au niveau du condenseur et il transmet sa chaleur vers l'élément à chauffer (réservoir de stockage, radiateur, plancher chauffant etc.). La vapeur change d'état et se transforme en fluide. Le fluide passe par le détendeur et la température du fluide s'abaisse dans le détendeur, le rendant prêt pour un nouveau cycle.

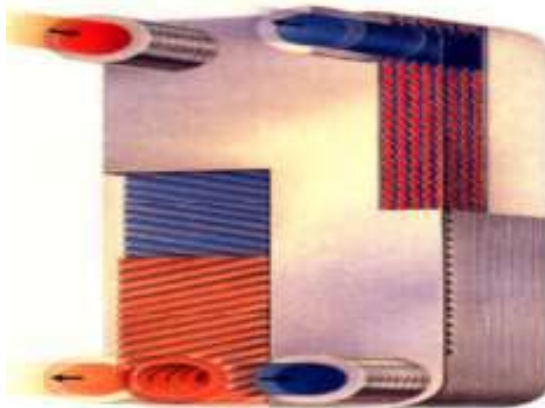
L'écoulement naturel de la chaleur s'effectue toujours d'un corps chaud vers un corps froid. On peut définir une pompe à chaleur comme une machine permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est-à-dire d'un milieu froid vers un milieu chaud. Pour réaliser ce transfert inverse une dépense d'énergie sera inévitablement nécessaire que l'on retrouve d'ailleurs, sous forme de chaleur, à la source chaude. En résumé on peut conclure :

- La pompe à chaleur est un appareil de chauffage.
- Une pompe à chaleur est un appareil qui transfère des calories d'un bas niveau de température à une température supérieure ou cette chaleur est exploitée (utilisée).
- Pour assurer ce transfert une énergie est nécessaire qui doit être évidemment inférieure à l'énergie calorifique utile pour que le système ait de l'intérêt [1].

### **I.2.1. Les Composants**

#### **I.2.1.1 Evaporateur /Condenseur**

Dans l'évaporateur, le fluide frigorigène liquide s'évapore en absorbant la chaleur de l'environnement. Dans le condenseur, ce même fluide frigorigène retrouve son état liquide en transmettant sa chaleur au circuit de chauffage. Il existe différents types d'évaporateurs et de condenseurs, les plus utilisés sont des échangeurs à plaques, on trouve encore beaucoup de machines équipées d'échangeurs coaxiaux [5].



**Figure I.2 :** Echangeurs à plaques.

#### **I.2.1.2 Vanne de détente**

Le fluide frigorigène liquide sous haute pression qui sort du condenseur traverse un étranglement (vanne de détente) avant de parvenir sur la partie basse pression du circuit (côté évaporateur).

Ce n'est qu'à basse pression que le fluide frigorigène peut s'évaporer et ainsi absorber de la chaleur [5].

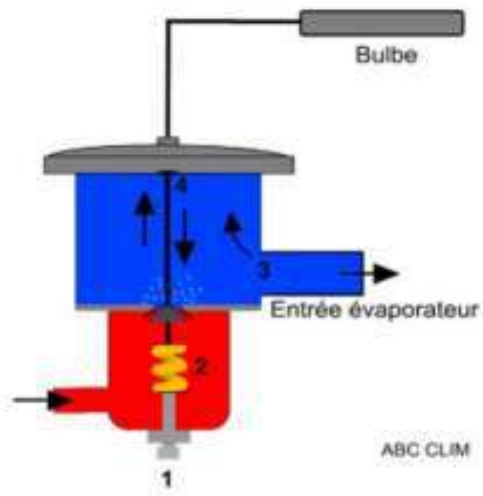


Figure I.3 : Vanne de détente.

### I.2.1.3. Compresseur

Dans les installations de villas et petits immeubles, où la puissance ne dépasse pas 100 kW. Les compresseurs utilisés sont généralement des modèles hermétiques [5].



Figure I.4 : Compresseur.

### I. 2.1.4. Les fluides frigorigènes et leur impact sur l'environnement

Le fluide frigorigène de la pompe à chaleur assure une tâche importante en tant que médium, en quelque sorte en « transportant » la chaleur du bas niveau de température de la source de chaleur à

un niveau plus élevé. Il y a déjà vingt ans que l'on a découvert que les chlorofluorocarbones (CFC) provoquent une réaction conduisant à la destruction de la couche d'ozone. Les fluides frigorigènes concourent également d'une manière significative à l'effet de serre. Manipulation et autorisation des fluides frigorigènes sont réglées par l'ordonnance sur les matières dangereuses pour l'environnement, mise en application par le Conseil fédéral en août 1991. Outre l'impact sur l'environnement, il faut également considérer la température de départ du chauffage, lors du choix d'un fluide frigorigène. Suivant la température de fonctionnement, différents fluides pourront convenir. Les R12 et R502, deux CFC halogénés largement répandus dans la technique des pompes à chaleur, sont interdits depuis le 1<sup>er</sup> janvier 1994 pour de nouvelles installations. Dans le monde entier, l'industrie chimique travaille au développement de fluides de substitution et à leur mise sur le marché aussi rapide que possible. Les fluides de substitution les plus utilisés sont avant tout les fluors carbonés (HFC) tels que le R134a, ainsi que les hydrocarbures tels que l'isobutane (R600a) et le propane (R290). Le R134a présente des propriétés physiques semblables à celles du R12 et constitue donc actuellement le principal fluide de substitution. Des études effectuées sur mandat de l'office fédéral de l'énergie ont montré qu'un échange des fluides frigorigènes dans les installations existantes est possible. Pour les petites installations, une telle substitution a peu de chances d'être réalisée, pour des raisons de coût. Comme solution provisoire, on utilise maintenant souvent le R22, un HCFC partiellement halogéné, caractérisé par un faible potentiel de destruction de l'ozone, mais toutefois avec un potentiel encore élevé d'augmenter l'effet de serre. Les températures de départ de 45 à 50°C que l'on peut atteindre avec ce fluide sont cependant bien moins élevées qu'avec du R12 ou du R134a. En Suisse, le R22 ne sera plus autorisé pour de nouvelles installations dès 2001. A côté des fluides synthétiques mentionnés jusqu'ici, on trouve également des fluides naturels, tels que l'isobutane et le propane, mais aussi l'ammoniac. Ils présentent l'avantage de ne pas mettre en danger la couche d'ozone et de ne pas contribuer à l'effet de serre. En outre, les effets à long terme liés à leur utilisation sont bien connus. Ces fluides ne sont toutefois que très rarement utilisés pour des systèmes de pompes à chaleur dans le secteur de l'habitation, et c'est pourquoi nous ne les étudierons pas plus en détail. Des informations complémentaires peuvent être obtenues auprès de l'office fédéral de l'environnement, les forêts et du paysage [5].

### **I.2.2. Cycles de fonctionnement d'une PAC**

D'une façon générale, on appelle « cycle » une suite (une série) de transformations thermodynamiques que doit subir le fluide frigorigène qui le ramène, périodiquement dans son état initial.

Dans la PAC le transfert de chaleur est effectué à l'aide d'un fluide frigorigène qui décrit un cycle fermé inversé : la chaleur est prélevée par évaporation du frigorigène, les vapeurs dégagées étant ensuite comprimées, puis refroidies et condensées avant d'être réadmisées dans l'évaporateur, par l'intermédiaire d'un détendeur. Certaines pompes à chaleur utilisent d'autres cycles frigorifiques parmi lesquels on trouve les cycles à absorption [1].

### **I.2.3. Le cycle idéal d'une pompe à chaleur**

Une pompe à chaleur à compression mécanique de vapeur comprend essentiellement les machines et dispositifs suivants [1] :



- ◆ Un évaporateur : Le rôle de l'évaporateur est de prélever de la chaleur à la source froide dont on dispose. Ce prélèvement de chaleur à basse température s'effectue sur le milieu extérieur (air, eau, etc...). L'évaporateur va donc assurer l'échange thermique du fluide extérieur vers le fluide frigorigène. Le prélèvement de chaleur à basse température a pour effet de faire entrer en ébullition le fluide frigorigène liquide admis dans l'évaporateur.

Deux types d'évaporateurs :

- Les évaporateurs à air : la source froide est l'air (PAC air / air, air / eau);
- Les évaporateurs à eau : la source froide est l'eau (PAC eau / air, eau / eau);

L'évaporation s'effectue à la température de vaporisation  $T_{ev}$ , correspondant à la pression d'évaporation  $P_{ev}$  du fluide frigorigène.

- ◆ Un compresseur mécanique et son moteur : le compresseur aspire, sous la pression  $P_{ev}$ , la vapeur de frigorigène issue de l'évaporateur et la comprime jusqu'à la pression  $P_c$  pour la refouler dans le condenseur. La pression  $P_c$  sera telle que la température de saturation correspondant à cette pression soit supérieure à la température du fluide de refroidissement dont on dispose. Le compresseur est considéré comme le cœur de l'installation car c'est quasiment le seul organe mécanique.
- ◆ Un condenseur : c'est un échangeur de chaleur à surface avec circulation d'un côté du fluide frigorigène à condenser et de l'autre côté de fluide de refroidissement (air, eau, etc...) appelé aussi fluide caloporteur. Il condense le frigorigène en cédant la chaleur au caloporteur qui s'échauffe de  $T_{c1}$  à  $T_{c2}$ . Le fluide frigorigène quittant cet échangeur est saturant. La condensation s'effectue à la température de condensation  $T_c$  correspondant à la pression de condensation  $P_c$ . On a :  $T_c > T_{c2} > T_{c1}$ . Le rôle du condenseur est de rendre au fluide frigorigène son état liquide qui libère ainsi la chaleur pour chauffer le système (local).

Le condenseur va donc assurer l'échange thermique du fluide frigorigène vers le système. Deux types de condenseurs:

- Les condenseurs à air : la source à chauffer est l'air (PAC air / air, eau / air);
- Les condenseurs à eau : la source à chauffer est l'eau (PAC air / eau, eau / eau);

- ◆ Un détendeur : qui alimente en frigorigène l'évaporateur sans excès ni défaut. Le frigorigène y subit la détente de  $P_c$  à  $P_{ev}$ . Le rôle du détendeur est de détendre le fluide frigorigène liquide, c'est-à-dire de passer de la « haute pression » de condensation à la « basse pression » d'évaporation.

Il modifie les conditions d'équilibre du fluide frigorigène en abaissant la pression du fluide par un dispositif d'étranglement. Le détendeur peut être automatique ou non automatique.

Ces divers éléments sont reliés par des tuyauteries équipées des armatures de service et de sécurité usuelles.

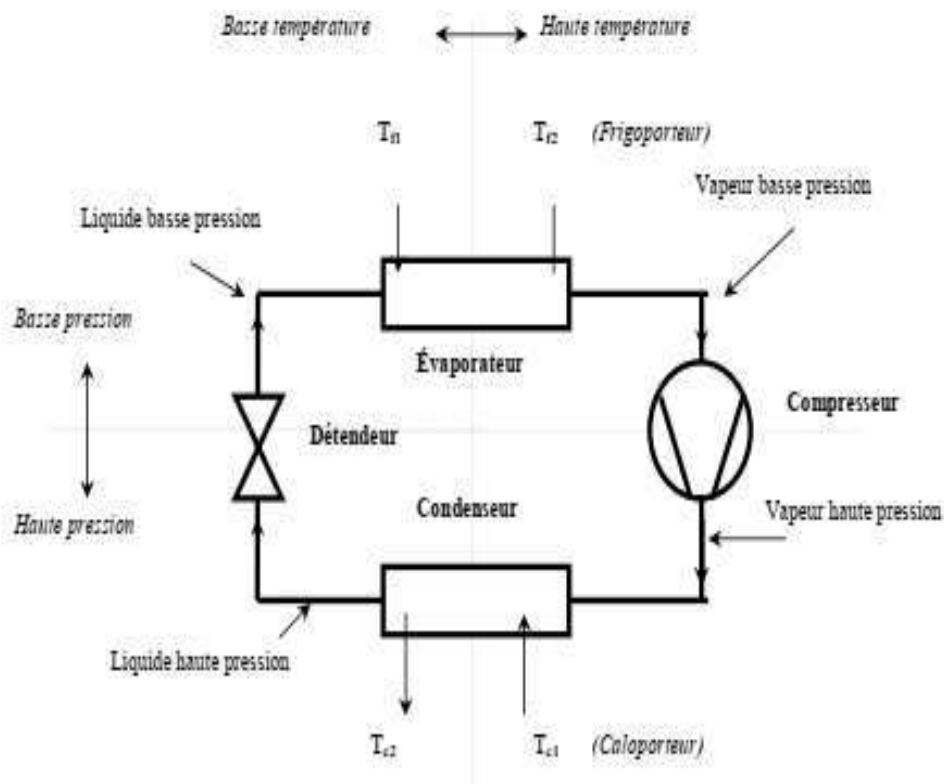


Figure I.5 : Représentation schématique du cycle frigorifique à compression mécanique.

Le cycle fondamental d'une telle machine (à compression mono-étagée) peut être décomposé en quatre étapes illustrées dans un diagramme enthalpique ( $\log P = g(h)$ ).

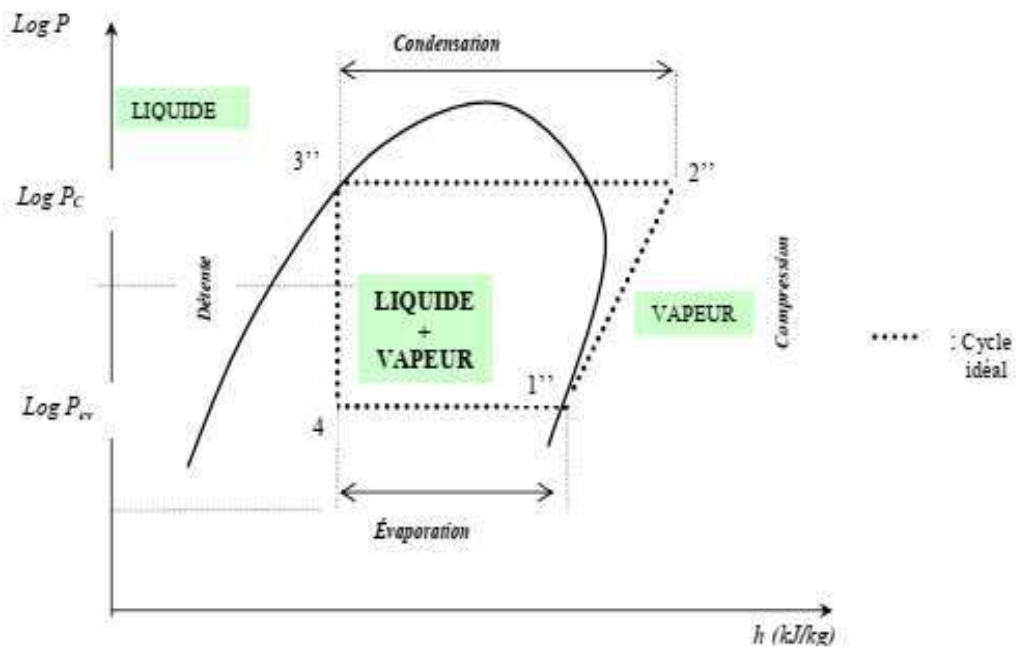


Figure I.6 : Cycle frigorifique idéal.

## I.2.4. Bilan des échanges de chaleur et de travail du PAC

- ✓ Chaleur extraite à l'évaporateur :

$$Q_F = h_{1''} - h_{4''} > 0 \quad (I.1)$$

- ✓ Travail de compression :

$$W = h_{2''} - h_{1''} > 0 \quad (I.2)$$

- ✓ Chaleur dégagée au condenseur :

$$Q_{CD} = h_{3''} - h_{2''} < 0 \quad (I.3)$$

- ✓ Détente : (isenthalpique )

$$h_{4''} = h_{3''} \text{ d'où } Dh = 0 \quad (I.4)$$

## I.2.5. Le Coefficient de performance théorique du PAC

La structure générale d'une PAC diatherme (soumise à deux sources de chaleur) est donnée ci-dessous. Grâce à l'énergie mécanique (ou équivalente)  $W$  fournie à ce système, on absorbe à la source froide (qui est à la température  $T_f$ ) l'énergie thermique  $Q_f$  et on rejette à la source chaude (à la température  $T_c > T_f$ ) l'énergie thermique  $Q_c$ . [1]

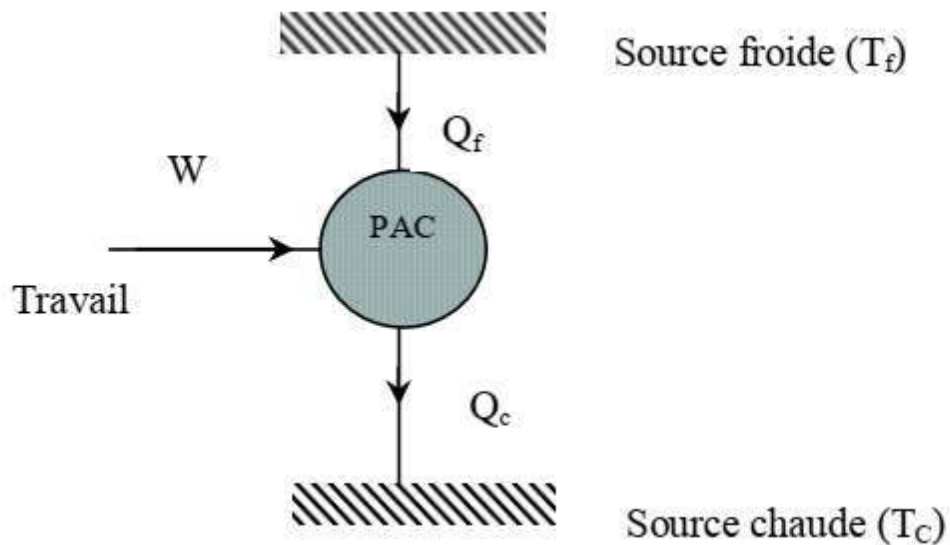


Figure I.7 : Schématisation du transfert de chaleur.

L'énergie utile pour une PAC étant la chaleur rejetée à la source chaude  $Q_{CD}$ , le COP d'une PAC diatherme idéale peut alors s'écrire :

$$COP_{id} = \frac{Q_{CD}}{W} \quad (I.5)$$

L'application du premier principe à ce système donne :

$$Q_f - Q_{CD} + W = 0 \quad (I.6)$$

$$W = Q_{CD} - Q_f \quad (I.7)$$

Ce COP (appelé parfois efficacité de Carnot ou COP de Carnot) constitue la limite théorique que l'on peut obtenir pour une machine quelle que soit la perfection technique de celle-ci.

Par définition le coefficient de performance d'une PAC théorique décrivant le cycle idéal est :

$$\text{COP}_{\text{th}} = |Q_{CD}| / W \quad (I.8)$$

(Car ce terme ne saurait être négatif)

$$\text{D'où: } \text{COP}_{\text{th}} = (h_{2''} - h_{3''}) / (h_{2''} - h_{1''}) \quad (I.9)$$

### I.3. Les sources de chaleur:

#### A- L'air

L'air peut être pris comme source de chaleur dans une pompe à chaleur. Il a les avantages suivants

- Disponible partout et facile à utiliser
- Pas d'autorisation
- Pas d'investissement aussi important que pour d'autres captages

Les inconvénients :

- Le rendement est moins bon lorsque les températures extérieures sont basses, et c'est là que la puissance de chauffage demandée est la plus importante.
- Lorsque la température de l'air est inférieure à environ +5°C, de la glace peut se former sur l'évaporateur, qu'il faut dégivrer régulièrement.
- Il est nécessaire d'accorder une attention aux problèmes de bruit (ventilateur).
- Le fonctionnement monovalent est possible que dans les bâtiments bien isolés et pourvu d'une distribution de chaleur à basse température [3].

#### B- L'eau (Nappe phréatique)

L'eau peut être prise comme source de chaleur dans une pompe à chaleur. Elle a les avantages suivants :

- Niveau de température idéal pour les pompes à chaleur
- Température relativement constante, entre 8 et 10°C
- Fonctionnement monovalent

Les inconvénients :

- Autorisation officielle nécessaire
- Des études géologiques sont nécessaires
- Une analyse de l'eau est conseillée afin d'éviter les dommages liés à la corrosion
- Investissement pour les puits de soutirage et de restitution [5].

### I.4. Caractéristiques d'un plancher chauffant:

Il suffit de prendre à contre-pied les erreurs de conception faites dans les années 1960 pour définir les principales caractéristiques des nouveaux planchers chauffants basse température (PCBT).

- ◆ Température de départ de l'eau : 50°C maxi, ce qui donne une température moyenne, avec une chute de 10°C, de 45°C. Afin de ne pas risquer de dépasser la température superficielle du sol,



fixé par décret à 28°C, les températures moyennes généralement utilisées sont : 35, 40 et 45°C ce qui permet aussi d'abaisser le coût d'exploitation. Ces températures ne sont pas des obligations, il est tout à fait possible de baser une étude sur une température de départ de 36°C (généralement on ne descend pas en dessous 35°C) et d'adopter une chute de 8°C ceci donne alors une température moyenne de 32°C. Il faut savoir qu'en moyenne la température de la peau chez l'homme est d'environ 31°C il est donc difficile, par simple contact, de détecter la présence d'un sol chauffant, on peut tout au plus constater que le sol n'est pas relativement froid.

- ◆ une boucle minimum par pièce, ce qui permet d'avoir une indépendance et donc une possibilité d'adapter chaque pièce au confort souhaité. Dans la mesure du possible il faut essayer de ne pas avoir de boucle commune à plusieurs pièces car sinon il y a interdépendance, ce qui génère des problèmes d'équilibrage pour obtenir la température d'équilibre thermique.
- ◆ La plus grande partie des émissions se font par le sol car la pose d'un isolant sous les tubes est systématique ce qui évite l'interdépendance verticale. Plus l'isolant est épais, plus les émissions hautes seront élevées et donc, plus les émissions basses seront faibles.
- ◆ La surface du plancher chauffant couvre toute la surface de la pièce (hormis les emprises éventuelles) ce qui permet d'abaisser la température de l'eau ou d'espacer plus les tubes (surface d'échange plus grande). Avec un pas (VZ) maxi de 35 cm, (en règle générale, un VZ30 est le maximum utilisé) l'homogénéité de la température du sol est assurée.
- ◆ Inertie thermique ("temps de réponse thermique", pour plus d'exactitude) relativement plus faible du fait de la faible épaisseur (de 6 à 8 cm en règle générale) de la dalle chauffante bien isolée en sous face.
- ◆ Tubes en matériau de synthèse plus facile à manœuvrer que les tubes en acier. Fournis en couronnes de différentes longueurs pour une plus grande commodité, ils évitent les raccordements dans le sol contrairement aux soudures qui étaient faites sur le tube acier. Il faut savoir malgré tout, qu'il n'est pas si facile de calculer un plancher chauffant, car une multitude de facteurs rentrent en ligne de compte dont il faut définir les valeurs manuellement comme par exemple, la température de départ du fluide qui est en général basée sur la pièce de référence, la chute de température entrée/sortie dans la boucle, le type de support, le diamètre du tube, etc... afin de saisir au mieux le fonctionnement d'un plancher chauffant et de faire plusieurs essais sur les températures de départ, les chutes, les diamètres, etc... Un outil informatique est fortement recommandé pour faciliter l'obtention des résultats et surtout, pour faire des simulations afin d'obtenir les résultats les plus à même de donner par la suite toutes satisfactions. Une installation, pour être réussie, doit, avant tout, avoir un coût d'exploitation le plus bas possible. Pour ce faire, il faut avoir tout d'abord une température de départ relativement basse, un débit total correct et une perte de charge maximale, pour la boucle la plus défavorisée, qui ne dépasse pas 2000 à 2500 mmCE afin de ne pas avoir à investir dans un circulateur puissant qui consommera plus d'électricité. Il ne faut pas non plus tomber dans l'excès car si la température de départ est trop basse, il y a le risque que les émissions thermiques ne puissent couvrir les déperditions des pièces et donc de devoir installer des appoints thermiques, ce qui risque d'augmenter le coût d'exploitation plus que le choix d'une température de départ plus élevée. Il en va de même pour les chutes de température du fluide. Si ces dernières sont trop faibles, elles entraîneront un débit d'eau important qui risque de créer

des bruits si la vitesse du fluide dépasse les 0,75 à 0,85 m/s et qui dit débit plus important dit circulateur plus puissant. Il faut donc trouver un bon compromis entre toutes ces valeurs [5].

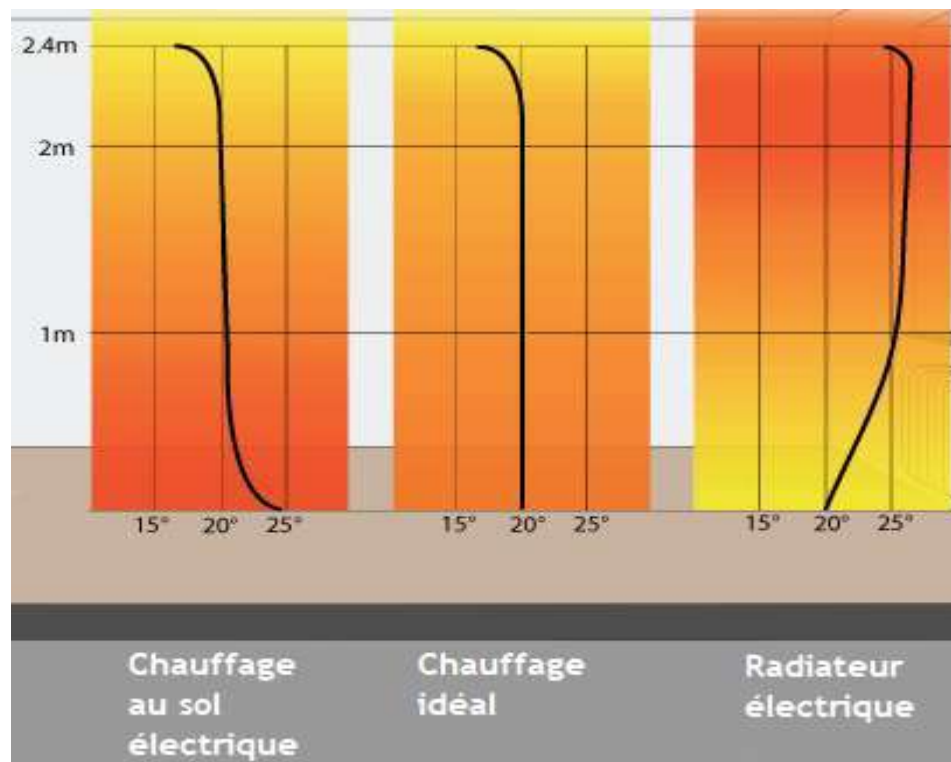


Figure I.8 . Distribution intérieure de la chaleur plancher chauffant à eau- vs -radiateur  
(Source : Warm up France 2018)

# *Chapitre II*

## *Modélisation du system de chauffage par plancher*

## II.1 Introduction

La consommation d'énergie de chauffage d'un bâtiment est principalement définie par le concept de son enveloppe, l'efficacité de son installation de chauffage et la qualité du système de contrôle qui est l'élément de liaison entre le bâtiment et son système de chauffage, et ses habitants.

Le modèle développé pour cette étude décrit les caractéristiques dynamiques à court et à long terme d'une seule zone d'un système de chauffage par le plancher. L'approche utilisée pour la modélisation consiste à établir un modèle pour chaque composant du système en fonction de ses caractéristiques physiques. Le transfert de chaleur à travers le système est calculé en supposant un flux de chaleur à une dimension. Les valeurs des paramètres sont déterminées pour correspondre au modèle pour une variété de différentes configurations du système.

La méthode des différences finies est appliquée dans la simulation pour évaluer la distribution de la température à chaque intervalle de temps. Le modèle de simulation est implémenté dans un code informatique et des étapes de débogage sont effectuées pour identifier le comportement thermo - dynamique du système de chauffage simulé.

## II.2 Description du modèle

Une zone unique de bâtiment d'une résidence ou d'un immeuble de bureaux équipé d'un système de chauffage par plancher à base d'eau solaire, de volume (6 x 4 x 3,5 m) (Fig. II.1), est représentée par un model générale (Fig. II.2) et une coupe transversale du plancher chauffant (Fig. II.3); où: Les murs orientés vers l'ouest et le nord sont de 0,10 m d'épaisseur chaque et sont construits en éléments avec parois d'inertie thermique considérés négligeables; un mur de masse de 0,25 m épaisseur est orienté vers l'est, faisant une barrière aux pertes (gains) de chaleur avec l'ambiance extérieure; et le mur sud restant est construit avec un vitrage à verre ordinaire simple d'une surface de 3 x 2,5 m et de 5 mm d'épaisseur; des conduits en PER de 0,02 m de diamètre intérieure, espacés de 0,2 m d'entre-axes, sont incorporés dans le plancher à dalle en béton lourd de 0,3 m d'épaisseur.

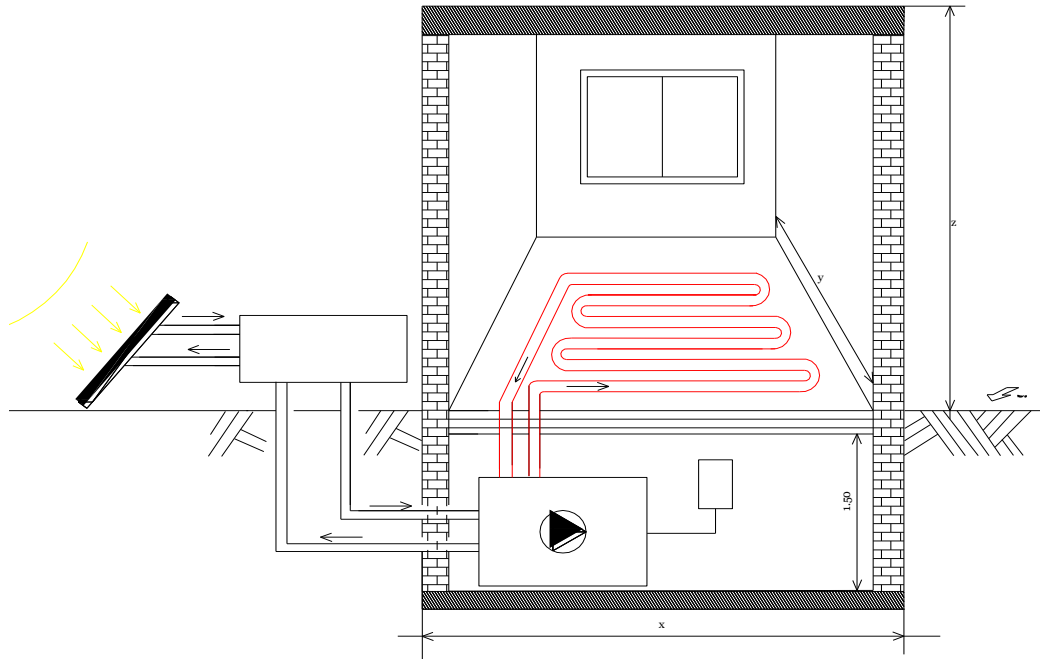


Figure II.1: Configuration schématique d'une zone singulière à plancher chauffant.

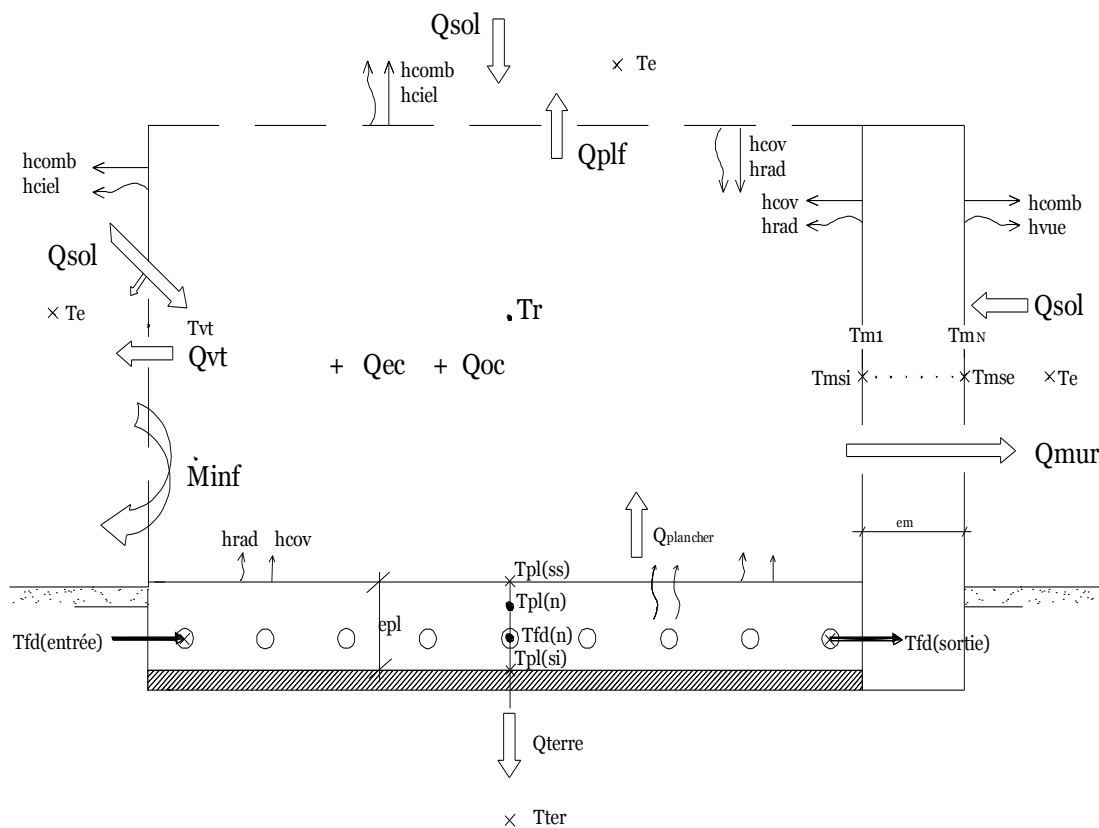
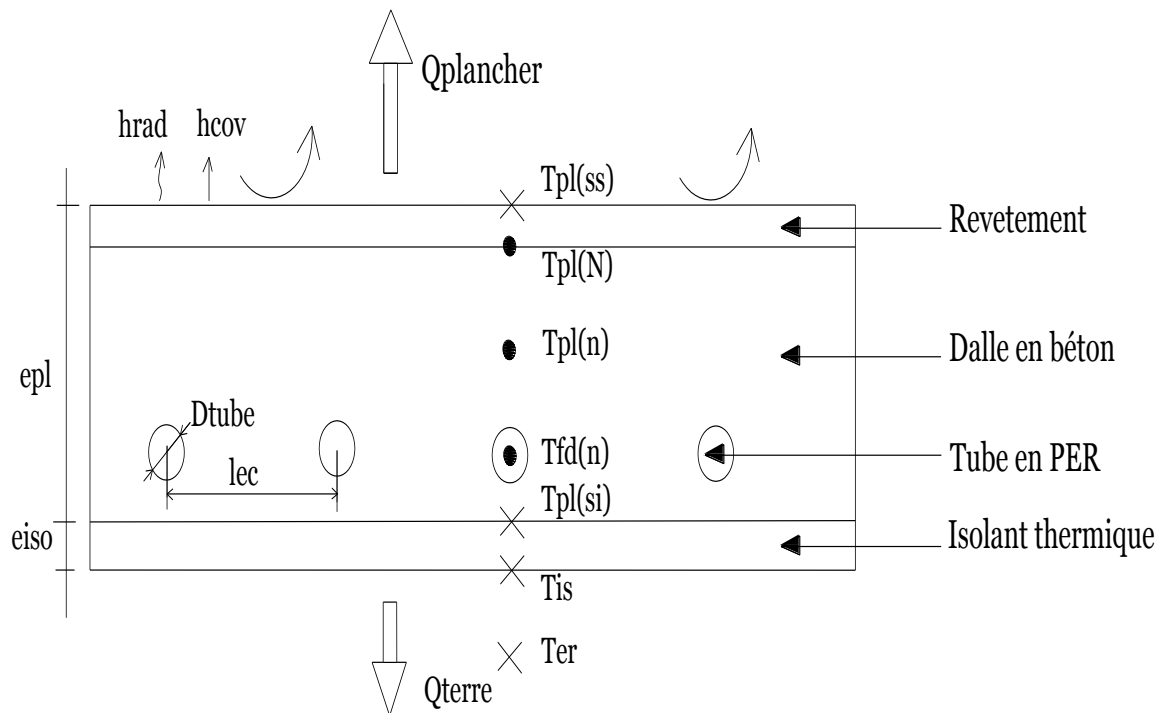


Figure II.2: Model générale de l'enveloppe à chauffée.



**Figure II.3:** Modèle du plancher chauffant au sol avec dalle en béton lourd.

La surface inférieure du plancher sur terre repose sur un isolant thermique en laine de verre de 0,05 m; les dimensions géométriques de la construction sont récapitulées dans le Tableau II.1. Le plancher est couplé à une boucle solaire comprenant un panneau solaire plan à un simple vitrage, orienté vers le Sud faisant une inclinaison de  $30^\circ$  par rapport à l'horizontale; la boucle solaire est menue d'une pompe de circulation placée dans la conduite de retour d'eau sortant du plancher. L'énergie est transférée entre la zone et l'ambiance extérieure au moyen d'infiltrations d'air, de gains solaires et de pertes de chaleur (gains) à travers le sol, les murs, le toit et le vitrage. Le modèle décrit les caractéristiques dynamiques à court et à long terme d'une seule zone à chauffée. La démarche utilisée pour la modélisation consiste à établir un modèle pour chaque composant du système en fonction de ses caractéristiques physiques. Le transfert de chaleur à travers le système est calculé en supposant un flux de chaleur à une dimension pour éviter les structures dynamiques complexes à des fins de contrôle et pour un calcul progressif. Les valeurs des paramètres thermiques sont déterminées pour s'adapter au modèle pour différentes configurations (construction lourde, moyenne ou légère) Tableau II.2. La méthode des différences finies est appliquée dans la simulation pour évaluer la distribution des températures à chaque intervalle de temps. Cette méthode employée est couramment utilisée pour simuler des modèles thermiques d'un bâtiment car elle offre la flexibilité en termes de variation de propriété de tous les composants du bâtiment qui peuvent être simulés et la quantité des informations qui peu être fournie. Des modèles de complexité variable peuvent être développés à partir des équations de bilan thermique en fonction de l'hypothèse appliquée.



Tableau. II.1 : Valeurs Géométriques des éléments la construction

- Volume de l'enveloppe (X x Y x Z) - Surface du plancher - Epaisseur du plancher	$V_{ev}$ (6 x 4 x 3,5m) $m^3$ $S_{pl}$ 24 $cm^2$ $e_{pl}$ 30 $cm$
- Isolant sous la dalle :	$e_{iso}$ 5 $cm$
- Mur de mass orienté vers l'Est (4x3.5 m): - Murs orienté vers le Nord (6x3.5 m) - Murs orienté vers L'ouest (4x3.5 m) - Vitrage large orienté vers le Sud (3x 2,5 m) - Plafond (6x 4 m):	$e_{ms}$ 0.25 $m$ $e_{mN}$ 0.10 $m$ $e_{mW}$ 0.10 $m$ $e_{ver}$ 0.005 $m$ $e_{pf}$ 0.015 $m$
- Conduite en serpentín du plancher: épaisseur écartement	$D_{cd}$ 0.022 $m$ $e_{cd}$ 0.002 $m$ $e_{ccd}$ 0.02 $m$

Tableau. II.2: Valeurs thermo-physiques des différents composés de la construction.

Elément	Valeurs Thermo-Physique		
Air ambiant intérieure	$\lambda_{air}$ $\rho_{air}$ $cp_{air}$ $\vartheta_{air}$ Pr	0,0251 1,164 1012,18 18.24E-6	$W/m \text{ } ^\circ K$ $kg/m^3$ $J/kg \text{ } ^\circ K$ $m^2/s$
Dalle en béton lourd	$\lambda_{pl}$ $\rho_{pl}$ $cp_{pl}$ $\varepsilon_{pl}$ $T_{pl(max)}$	1,75 2000 880 0.95 28	$W/m \text{ } ^\circ K$ $kg/m^3$ $J/kg \text{ } ^\circ K$ $^\circ C$

Fluide caloporteur (Eau glycolé à 20 °C)	$\lambda_{fd}$ $\rho_{fd}$ $cp_{fd}$ $v_{fd}$ Pr	0,624 995.33 4178.8 0.7 E-6 4.68	W/m °K kg/m <sup>3</sup> J/kg °K m <sup>2</sup> /s
Isolant du plancher à terre	$cp_{iso}$ $\rho_{iso}$ $\lambda_{iso}$	1500 20 0,04	J/kg °K kg/m <sup>3</sup> W/m °K
Murs en brique creuse (ms, mN, et mW)	cp $\epsilon_{(int)}$ $\epsilon_{(ext)}$	840.0 0.2 0.01	J/kg °K
Plafond en ourdi	$\lambda_{pf}$ $\rho_{pf}$ $cp_{pf}$ $\epsilon_{pf(int)}$ $\epsilon_{pf(ext)}$	0,8 1810.0 840.0 0.2 0.01	W/m °K kg/m <sup>3</sup> J/kg °K
Conduites en PER	$\lambda_{cd}$ 0,35	0,35	W/m °K
Vitrage de la fenêtre (verre ordinaire)	$\lambda_{ver}$ $\epsilon_{ver}$ $\alpha_{ver}$	0,76 0.9 0.05	W/m °K

Le modèle choisi qui représente l'enveloppe d'une zone singulière, est développée à partir des équations de bilan thermique en considérant les hypothèses suivantes:

- tiens en compte des résistances aux échanges thermiques d'ondes longues et courtes;
- conserve une capacité thermique pour chacun de l'air intérieur, de la masse du plancher et de le mur de masse;
- tiens en comptes de la conduction à travers chaque mur, le sol, le toit et le vitrage séparément;
- prise en compte de l'infiltration d'air et des pertes de chaleur au sol de terre;

- en considérons une construction ajustée et sans crépissage par la quelle on peut admettre que les déperditions de chaleur par les joints ne sont pas aussi importante et peuvent être allégées;
- les résistances thermiques des parois des tuyaux incorporés dans la dalle sont supposées négligeables;
- les effets du rayonnement solaire à travers le vitrage sont concentrés sur les surfaces intérieures du mur de masse et du plancher, y compris l'air intérieur de l'enveloppe, étant supposé de recevoir un pourcentage fixe du gain.  $a_r = 10\%$ ,  $a_{ms} = 75\%$ ,  $a_{pl} = 15\%$
- ne tient pas compte de la production de chaleur éventuelle des occupants et du matériel électrique pour une simplicité sakée.

### II.3 Calculs de températures

#### II.3.1 Températures des nœuds

L'eau chaude circulant la boucle solaire, qui est l'élément chauffant, est traitée comme une source ponctuelle représentée par l'unique élément capacitif dont la température est  $T_{fd}$  ; la masse du plancher et du mur de masse sont divisées en plusieurs couches d'épaisseur  $\Delta x_{pl}$  et  $\Delta x_{ms}$  respectivement.

Un bilan énergétique pour un intervalle de temps  $\Delta t$  peut être exprimé comme suit: Le flux de chaleur de tous les nœuds voisins vers le nœud (i) pendant  $\Delta t$  est égal à l'augmentation de l'énergie interne du matériau associé à ce nœud (i), c'est-à-dire:

$$Mcp_i \left( \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \right) = UA_{i-1,i} (T_{i-1}^n - T_i^n) + UA_{i,i+1} (T_{i+1}^n - T_i^n) \quad (II.1.a)$$

Réorganisation de l'équation ci-dessus en:

$$\left( \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \right) = \frac{((UA_{i-1,i} T_{i-1}^n + UA_{i,i+1} T_{i+1}^n) - (UA_{i-1,i} + UA_{i,i+1}) T_i^n)}{Mcp_i} \quad (II.1.b)$$

$$\text{on laisse: } S_i = (UA_{i-1,i} T_{i-1}^n + UA_{i,i+1} T_{i+1}^n) / Mcp_i \quad (II.2)$$

$$\lambda_i = (UA_{i-1,i} + UA_{i,i+1}) / Mcp_i \quad (II.3)$$

$$\omega_i = (T_i^{n+1} - T_i^n) / \Delta t \quad (II.4)$$

l'équation (II.1.b) devient:

$$(T_i^{n+1} - T_i^n / \Delta t) = \omega_i = S_i - \lambda_i T_i^n \quad (II.5.a)$$

cette équation peut être écrite comme:

$$T_i^{n+1} = (1 - \lambda_i \Delta t) T_i^n + S_i \Delta t \quad (\text{II.5.b})$$

L'analyse de la stabilité, appliquée à cette solution explicite, conduit à restreindre le choix du pas de temps. C'est-à-dire que le terme  $(1 - \lambda_i \Delta t)$  de l'équation doit être positif ou égal à zéro. Ainsi:

$$\Delta t \leq 1/\lambda_i \quad (\text{II.5.c})$$

Dans le cas du modèle de simulation, la taille de pas de temps maximale autorisée est de 2,5 secondes, ce qui prend trop de temps de calcul pour une simulation à long terme. Cependant, une augmentation de la taille du pas de temps admissible peut être obtenue sans perte de précision en introduisant un facteur de pondération  $\sigma_i$ , c'est-à-dire en choisissant une solution implicite.

L'équation (II.5.b) devient:

$$T_i^{n+1} = T_i^n + \omega_i \Delta t \quad (\text{II.5.d})$$

Résolvons pour  $\omega_i$ , on a:

$$\omega_i = \frac{S_i - \lambda_i T_i^n}{1 + \lambda_i \sigma_i \Delta t} \quad (\text{II.6})$$

Le facteur de pondération  $\sigma_i$  peut être obtenu en faisant correspondre les équations analytiques et numériques implicites de  $\omega_i$

à savoir:

$$\frac{(1 - e^{-\lambda_i \Delta t}) S_i - \lambda_i T_i^n}{\lambda_i T_i^n} = \frac{S_i - \lambda_i T_i^n}{1 + \lambda_i \sigma_i \Delta t} \quad (\text{II.7})$$

résolvons pour  $\sigma_i$  on a:

$$\sigma_i = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_i \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_i \Delta t} \quad (\text{II.8})$$

de cette équation,  $\sigma_i$  prend toujours des valeurs dans la gamme  $[0,1]$  quelle que soit la valeur du produit  $(\lambda_i \Delta t)$ . Une fois que la valeur de  $\omega_i$  est calculée, la température prédite du nœud (i) pour un pas de temps  $\Delta t$  est donné comme:

$$T_i^{n+1} = T_i^n + \omega_i \Delta t \quad (\text{II.9})$$

La procédure décrite ci-dessus est utilisée pour calculer à chaque pas du temps, la température nodale pour le fluide chauffant, la masse du plancher, le mur de masse et l'air intérieure de la pièce.

### II.3.2 Température nodale du fluide chauffant :

Pour une simplicité saké, qu'un seul nœud de température est considère.

$$S_{fd} = (\dot{m} c_{pfd} \cdot T_{fd(ent)} + UA_{fd,1} T_{pl_1}^n + UA_{fd,pl(sinf)} \cdot T_{pl(sinf)}) / M c_{pfd} \quad (\text{II.10})$$

$$\lambda_{fd} = (UA_{fd,1} + UA_{fd,pl(sinf)}) / M c_{pfd} \quad (\text{II.11})$$

$$\sigma_{fd} = \frac{1}{(1-e^{-\lambda_{fd}\Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{fd}\Delta t} \quad (\text{II.12})$$

$$\omega_{fd} = \frac{S_{fd} - \lambda_{fd} \cdot T_{fd}^n}{1 + \lambda_{fd} \cdot \sigma_{fd} \cdot \Delta t} \quad (\text{II.13})$$

$$T_{fd}^{n+1} = T_{fd}^n + \omega_{fd} \cdot \Delta t \quad (\text{II.14})$$

### II.3.3 Température de sortie du fluide chauffant du plancher :

L'apport de chaleur auxiliaire à la masse du plancher à partir du collecteur solaire peut être exprimé comme suit:

$$Q_{aux} = \zeta \dot{m} c_{pfd} (T_{fd(ent)} - T_{pl(1)}) \quad (\text{II.15})$$

Où:  $\zeta$  est l'efficacité de l'élément thermique donnée par:

$$\zeta = 1 - e^{-NTU} \quad (\text{II.16})$$

Où:

$$NTU = \frac{UA_{pl,fd}}{\dot{m} c_{pfd}} \quad (\text{II.17})$$

$Q_{aux}$  peut également être exprimé comme:

$$Q_{aux} = \dot{m} c_{pfd} (T_{fd(ent)} - T_{fd(sor)}) \quad (\text{II.18})$$

En faisant correspondre les deux expressions (II.15, et II.18) de  $Q_{aux}$ , on obtient la température du fluide en fonction de la température d'entrée et de la température du premier nœud de la masse du plancher:

$$T_{fd(sor)} = \zeta T_{pl(1)} + (1 - \zeta) T_{fd(ent)} \quad (\text{II.19})$$

### II.3.4 Températures nodales de la mass du plancher :

- **Premier nœud:**

$$S_{pl(1)} = (UA_{fld,1} T_{fd}^n + UA_{1,2} T_{pl_2}^n) / M c_{ppl(1)} \quad (\text{II.20})$$

$$\lambda_{pl(1)} = (UA_{fld,1} + UA_{1,2}) / M c_{ppl(1)} \quad (\text{II.21})$$

$$\sigma_{pl(1)} = \frac{1}{(1-e^{-\lambda_{pl(1)}\Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{pl(1)}\Delta t} \quad (\text{II.22})$$

$$\omega_{pl(1)} = \frac{S_{pl(1)} - \lambda_{pl(1)} \cdot T_{pl_1}^n}{1 + \lambda_{pl(1)} \cdot \sigma_{pl(1)} \Delta t} \quad (\text{II.23})$$

$$T_{pl(1)}^{n+1} = T_{pl(1)}^n + \omega_{pl(1)} \cdot \Delta t \quad (\text{II.24})$$

- **Nœuds intérieurs:**

$$S_{pl(i)} = (UA_{i-1,i} T_{pl_{i-1}}^n + UA_{i,i+1} T_{pl_{i+1}}^n) / M_{cp_{pl(i)}} \quad (\text{II.25})$$

$$\lambda_{pl(i)} = (UA_{i-1,i} + UA_{i,i+1}) / M_{cp_{pl(i)}} \quad (\text{II.26})$$

$$\sigma_{pl(i)} = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_{pl(i)} \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{pl(i)} \Delta t} \quad (\text{II.27})$$

$$\omega_{pl(i)} = \frac{S_{pl(i)} - \lambda_{pl(i)} \cdot T_{pl_i}^n}{1 + \lambda_{pl(i)} \cdot \sigma_{pl(i)} \Delta t} \quad (\text{II.28})$$

$$T_{pl(i)}^{n+1} = T_{pl(i)}^n + \omega_{pl(i)} \Delta t \quad (\text{II.29})$$

- **Dernier nœud:**

$$S_{pl(N)} = (UA_{bas(N)} T_{pl_{N-1}} + UA_{haut(N)} T_{pl(ss)}) / M_{cp_{pl(N)}} \quad (\text{II.30})$$

$$\lambda_{pl(N)} = (UA_{bas(N)} + UA_{haut(N)}) / M_{cp_{pl(N)}} \quad (\text{II.31})$$

$$\sigma_{pl(N)} = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_{pl(N)} \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{pl(N)} \Delta t} \quad (\text{II.32})$$

$$\omega_{pl(N)} = \frac{S_{pl(N)} - \lambda_{pl(N)} T_{pl(N)}^n}{1 + \lambda_{pl(N)} \cdot \sigma_{pl(N)} \Delta t} \quad (\text{II.33})$$

$$T_{pl(N)}^{n+1} = T_{pl(N)}^n + \omega_{pl(N)} \Delta t \quad (\text{II.34})$$

### II.3.5 Températures nodales du mur de mass :

- **Premier nœud :**

$$S_{ms(1)} = (UA_{ms(W1)} T_{ms(si)}^n + UA_{ms(E1)} T_{ms(2)}^n) / M_{cp_{ms(1)}} \quad (\text{II.35})$$

$$\lambda_{ms(1)} = (UA_{ms(w1)} + UA_{ms(E1)}) / M_{cp_{ms(1)}} \quad (\text{II.36})$$

$$\sigma_{ms(1)} = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_{ms(1)} \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{ms(1)} \Delta t} \quad (\text{II.37})$$



$$\omega_{ms(1)} = \frac{S_{ms(1)} - \lambda_{ms(1)} T_r^n}{1 + \lambda_{ms(1)} \sigma_{ms(1)} \Delta t} \quad (\text{II.38})$$

$$T_{ms(1)}^{n+1} = T_{ms(1)}^n + \omega_{ms(1)} \Delta t \quad (\text{II.39})$$

- **Nœuds intérieurs:**

$$S_{ms(i)} = (UA_{i-1,i} T_{ms(i-1)}^n + UA_{i,i+1} T_{ms(i+1)}^n) / Mcp_{ms(i)} \quad (\text{II.40})$$

$$\lambda_{ms(i)} = (UA_{i-1,i} + UA_{i,i+1}) / Mcp_{ms(i)} \quad (\text{II.41})$$

$$\sigma_{ms(i)} = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_{ms(i)} \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{ms(i)} \Delta t} \quad (\text{II.42})$$

$$\omega_{ms(i)} = \frac{S_{ms(i)} - \lambda_{ms(i)} T_r^n}{1 + \lambda_{ms(i)} \sigma_{ms(i)} \Delta t} \quad (\text{II.43})$$

$$T_{ms(i)}^{n+1} = T_{ms(i)}^n + \omega_{ms(i)} \Delta t \quad (\text{II.44})$$

- **Dernier nœud:**

$$S_{ms(N)} = (UA_{N-1,N} T_{ms(N-1)}^n + UA_{ms(EN)} T_{ms(se)}^n) / Mcp_{ms(N)} \quad (\text{II.45})$$

$$\lambda_{ms(N)} = (UA_{N-1,N} + UA_{ms(EN)}) / Mcp_{ms(N)} \quad (\text{II.46})$$

$$\sigma_{ms(N)} = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_{ms(N)} \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_{ms(N)} \Delta t} \quad (\text{II.47})$$

$$\omega_{ms(N)} = \frac{S_{ms(N)} - \lambda_{ms(N)} T_r^n}{1 + \lambda_{ms(N)} \sigma_{ms(N)} \Delta t} \quad (\text{II.48})$$

$$T_{ms(N)}^{n+1} = T_{ms(N)}^n + \omega_{ms(N)} \Delta t \quad (\text{II.49})$$

### II.3.6 Température de l'air ambiant intérieure :

La température de l'air ambiant intérieure est définie comme le procédé de sortie à contrôler. Cette température est le résultat de l'apport de chaleur à travers le plancher, de l'irradiation solaire et des pertes ou gains de chaleur à travers le mur de masse, le vitrage, le toit, les murs restants et les infiltrations d'air. Par conséquent, la variation de la température de l'air ambiant intérieur peut être vue comme dépendant des grandeurs physiques qui sont définies comme le procédé des entrées notamment: la température du fluide chauffant à l'entrée ou le débit massique entrant au plancher, la

température extérieure, l'irradiation solaire et la vitesse du vent; les gains par les occupants,  $Q_{oc}$ , et les équipements électriques,  $Q_{ec}$  sont allégés. L'existence d'éventuelles perturbations non mesurables n'est pas prise en compte.

$$S_r = (UA_{r,pl(ss)}T_{pl(ss)} + UA_{r,ms(si)}T_{ms(si)} + UA_{r,mN}T_{mN(si)} + UA_{r,mW}T_{mW(si)} + UA_{r,pf}T_{pf(si)} + UA_{r,vt}T_{vt} + \dot{m}_{inf}c_{p,air}T_e + a_{sol}G + Q_{oc} \nearrow^0 + Q_{ec} \nearrow^0) / M c_{p,air} \quad (II.50)$$

$$\lambda_r = (UA_{r,pl(ss)} + UA_{r,ms(si)} + UA_{r,mN} + UA_{r,mW} + UA_{r,pf} + UA_{r,vt} + \dot{m}_{inf}c_{p,air}) / M c_{p,air} \quad (II.51)$$

$$\sigma_r = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_r \Delta t})} - \frac{1}{\lambda_r \Delta t} \quad (II.52)$$

$$\omega_r = \frac{S_r - \lambda_r T_r^n}{1 + \lambda_r \sigma_r \Delta t} \quad (II.53)$$

$$T_r^{n+1} = T_r^n + \omega_r \Delta t \quad (II.54)$$

### II.3.7 Températures de surface :

Un bilan énergétique permanent sur chacun des surfaces intérieures et extérieures est utilisé pour calculer leurs températures. L'équation de la température de surface peut être exprimée en termes d'échange de chaleur par conduction, convection et rayonnement, y compris le gain de chaleur solaire sur les surfaces extérieures des parois de l'enveloppe.

En état permanent, la capacité thermique des nœuds est nulle ce qui donne:

$$M c_{p,i} \left( \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \right) = \sum UA_j \cdot T_j + \sum UA_j \cdot T_s^n = 0 \quad (II.55.a)$$

Alors:

$$T_{surface} = T_s = \frac{\sum UA_j \cdot T_j}{\sum UA_j} \quad (II.55.b)$$

- Surface intérieure des parois

$$T_{si} = \frac{\sum (UA_j T_j) + a_{sol} G}{\sum UA_j} \quad (II.55.c)$$

- Surface extérieure des parois

$$T_{se} = \frac{\sum (UA_j T_j) + G}{\sum UA_j} \quad (II.55.d)$$

$$\text{Irradiation solaire globale: } G = G_{direct} + G_{diffus} \quad (II.56)$$

**II.3.7.1 Température la surface superieur du plancher :**

$$T_{pl(ss)} = (UA_{pl(ss),r}T_r + UA_{haut(N)}T_{pl(N)} + A_{pl}(h_{r(pl,ms)}T_{ms(si)} + h_{r(pl,vt)}T_{vt} + h_{r(pl,pf)}T_{pf(si)} + h_{r(pl,mN)}T_{mN(si)} + h_{r(pl,mW)}T_{mW(si)}) + a_{pl}G)/(UA_{pl(ss),r} + UA_{haut(N)} + A_{pl}(h_{r(pl,ms)} + A_{pl}h_{r(pl,vt)} + h_{r(pl,pf)} + h_{r(pl,mN)} + h_{r(pl,mW)})) \quad (II.57)$$

Où:

$$UA_{pl(ss),r} = A_{pl}h_{c(pl,r)} \quad (II.58)$$

$$UA_{haut(N)} = A_{pl}\lambda_{béton} \cdot N_{pl} \cdot 2/e_{pl} \quad (II.59)$$

**II.3.7.2 Température la surface inférieur du plancher sur terre:**

$$T_{pl(sinf)} = \frac{UA_{fd,pl(sinf)}T_{fd} + UP_{pl}\bar{T}_{ext(jours)} + A_{pl}UA_{pl}\bar{T}_{ext(ans)}}{UA_{fd,pl(sinf)} + UA_{pl(sinf),terre}} \quad (II.60)$$

**II.3.7.3 Temperature du vitrage du fenetre:**

Le vitrage est supposé d'avoir une seule température de surface puisque son épaisseur est choisie petit (5mm).

$$T_{vt} = (UA_{r,vt}T_r + UA_{vt,ext}T_{ext} + A_{vt}(h_{r(vt,sim)}T_{ms(si)} + h_{r(vt,pf)}T_{pf(si)} + h_{r(vt,sspl)}T_{pl(ss)} + h_{r(vt,mN)}T_{mn(si)} + h_{r(vt,mW)}T_{mw(si)} + h_{r(vt,mW)}T_{mw(si)} + h_{ciel}T_{ciel}) + \alpha_{vt}G)/(UA_{vt} + UA_{vt,ext} + A_{vt}(h_{r(vt,sim)} + h_{r(vt,pf)} + h_{r(vt,mN)} + h_{r(vt,mW)} + h_{ciel})) \quad (II.61)$$

Où:

$$UA_{r,vt} = \frac{A_{vt}h_{c(r,vt)}\lambda_{vt} \cdot 2/e_{vt}}{h_{c(r,vt)} + (\lambda_{vt} \cdot e_{vt}/2)} \quad (II.62)$$

$$UA_{vt,ext} = \frac{A_{vt}h_{comb(vt)}\lambda_{vt} \cdot 2/e_{vt}}{h_{comb(vt)} + (2 \cdot \lambda_{vt}/e_{vt})} \quad (II.63)$$

**II.3.7.4 Temperature de la surface interieur du mur de mass :**

$$T_{ms(si)} = (UA_{r,sims}T_r + UA_{ms(W1)}T_{ms(1)} + A_{ms}(h_{r(sims,pl(ss))}T_{pl(ss)} + h_{r(sims,pf)}T_{pf(si)} + h_{r(sims,mN)}T_{mn(si)} + h_{r(sims,mW)}T_{mw(si)}) + a_{ms} \cdot G)/(UA_{r,sims} + UA_{ms(W1)} + A_{ms}(h_{r(sims,pl(ss))} + h_{r(ms,pf)} + h_{r(sims,mN)} + h_{r(sims,mW)})) \quad (II.64)$$

Où :

$$UA_{r,sims} = A_{ms} \cdot h_{c(r,sims)} \quad (II.65)$$

$$UA_{ms(W1)} = A_{ms} \cdot \lambda_{brique} \cdot N_{ms} \cdot 2/e_{ms} \quad (II.66)$$

### II.3.7.5 Temperature de la surface interieur du mur orienté vers le Nord :

$$T_{mN(si)} = (UA_{r,simN} T_r + UA_{mN} T_{mN(se)} + A_{mN} (h_{r(pl,mN)} T_{pl(ss)} + h_{r(vt,mN)} T_{vt} + h_{r(ms,mN)} T_{ms(si)} + h_{r(mN,pf)} T_{pf(si)} + h_{r(mN,mW)} T_{mW(si)}) + a_{mN} \cdot G) / (UA_{r,simN} + UA_{mN} + A_{mN} (h_{r(pl,mN)} + h_{r(vt,mN)} + h_{r(ms,mN)} + h_{r(mN,pf)} + h_{r(mN,mW)})) \quad (II.67)$$

Où:

$$UA_{r,simN} = A_{mN} \cdot h_{c(r,simN)} \quad (II.68)$$

$$UA_{mN} = A_{mN} \cdot \lambda_{brique} \cdot 2/e_{mN} \quad (II.70)$$

### II.3.7.6 Temperature la surface interieur du mur orienté vers l'Ouest:

$$T_{mW(si)} = (UA_{r,simW} T_r + UA_{mW} T_{mW(se)} + A_{mW} (h_{r(pl,mW)} T_{pl(ss)} + h_{r(vt,mW)} T_{vt} + h_{r(ms,mW)} T_{ms(si)} + h_{r(mW,pf)} T_{pf(si)} + h_{r(mN,mW)} T_{mN(si)}) + a_{mW} \cdot G) / (UA_{r,simW} + UA_{mW} + A_{mW} (h_{r(pl,mW)} + h_{r(vt,mW)} + h_{r(ms,mW)} + h_{r(mW,pf)} + h_{r(mW,mN)})) \quad (II.71)$$

Où:

$$UA_{r,simW} = A_{mW} \cdot h_{c(r,simW)} \quad (II.72)$$

$$UA_{mW} = A_{mW} \cdot \lambda_{brique} \cdot 2/e_{ms} \quad (II.73)$$

### II.3.7.7 Temperature de la surface interieur du plafond:

$$T_{pf(si)} = (UA_{r,pf} T_r + UA_{pf} T_{pf(se)} + A_{pf} (h_{r(ms,pf)} + h_{r(pl,pf)} T_{pl(ss)} + h_{r(vt,pf)} T_{vt} + h_{r(mN,pf)} T_{mN(si)} + h_{r(mW,pf)} T_{mW(si)}) / (UA_{r,pf} + UA_{pf} + A_{pf} (h_{r(ms,pf)} + h_{r(pl,pf)} + h_{r(vt,pf)} + h_{r(mN,pf)} + h_{r(mW,pf)}) + a_{pf} G \nearrow^0) \quad (II.74)$$

Où :

$$UA_{r,pf} = A_{pf} \cdot h_{c(r,pf)} \quad (II.75)$$

$$UA_{mW} = A_{pf} \cdot \lambda_{pf} \cdot 2/e_{pf} \quad (II.76)$$

### II.3.7.8 Temperature de la surface exterior du mur de mass orienté vers l'Est:

$$T_{ms(se)} = \frac{UA_{ms(EN)}T_{ms(N)} + UA_{ms(se)}T_{ext} + A_{ms}h_{ciel} \cdot T_{ciel}}{UA_{ms(EN)} + UA_{ms(se)} + A_{ms}h_{ciel}} \quad (II.77)$$

Où:

$$UA_{ms(EN)} = A_{mW} \cdot \lambda_{brique} \cdot 2/e_{ms} \quad (II.78)$$

$$UA_{ms(se)} = A_{ms} \cdot h_{comb(se)} \quad (II.79)$$

### II.3.7.9 Temperature de la surface exterior du mur orienté vers le Nord:

$$T_{mN(se)} = \frac{UA_{mN}T_{mN(si)} + UA_{mN,ext}T_{ext} + A_{mN}h_{ciel} \cdot T_{ciel} + G}{UA_{mN} + UA_{mN,ext} + A_{mN}h_{ciel}} \quad (II.80)$$

Où:

:

$$UA_{mN} = A_{mN} \cdot \lambda_{brique} \cdot 2/e_{mN} \quad (II.81)$$

$$UA_{mN,ext} = A_{mN} \cdot h_{comb(se)} \quad (II.82)$$

### II.3.7.10 Temperature de la surface exterior du mur orienté vers l'Ouest:

$$T_{mN(se)} = \frac{UA_{mW}T_{mN(si)} + UA_{mW,ext}T_{ext} + A_{mW}h_{ciel} \cdot T_{ciel} + G}{UA_{mW} + UA_{mW,ext} + A_{mW}h_{ciel}} \quad (II.83)$$

Où:

:

$$UA_{mW} = A_{mW} \cdot \lambda_{brique} \cdot 2/e_{mW} \quad (II.84)$$

$$UA_{mW,ext} = A_{mW} \cdot h_{comb(se)} \quad (II.85)$$

### II.3.7.11 Temperature de la surface exterior du plafond :

$$T_{pf(se)} = \frac{UA_{pf}T_{pf(si)} + UA_{pf,ext}T_{ext} + A_{pf}h_{ciel} \cdot T_{ciel} + G}{UA_{pf} + UA_{pf,ext} + A_{pf}h_{ciel}} \quad (II.86)$$

Où:

$$UA_{pf} = A_{pf} \cdot \lambda_{béton} \cdot 2/e_{pf} \quad (II.87)$$

$$UA_{\text{pf,ext}} = A_{\text{pf}} \cdot h_{\text{comb(se)}} \quad (\text{II.88})$$

La valeur instantanée du rayonnement solaire globale sur de les surfaces extérieures des parois est calculée suivant leur orientation par rapport au soleil par des corrélations du gisement solaire du lieu (Annexes C) qui est élaborée dans un sous programme.

## II.4 Calcul des coefficients de transfert thermique :

### II.4.1 Transfert de chaleur du à la convection :

Les relations de transfert de chaleur pour le processus de convection, donnant le débit thermique entre un corps de fluide et une surface solide à une température différente ou avec un fluide entre deux surfaces, sont exprimées en termes de Nusselt, Grashof, Prandlt et Reynolds (Nu, GR, Pr et Re), groupes de constantes physiques sans dimension, fondés sur des résultats expérimentaux et sont défini comme:

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot l}{\lambda} \quad (\text{II.89})$$

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \Delta T \cdot L^3 \rho^2}{\bar{T} \cdot \mu^2} \quad (\text{II.90})$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (\text{II.91})$$

$$\text{Re} = \frac{v \cdot L \cdot \rho}{\mu} \quad (\text{II.92})$$

Où:

T est la température moyenne absolue de l'air à la surface du solide; et  $\Delta T$  est la différence de température entre la surface et l'air: L est une longueur géométrique et les valeurs thermo-physiques  $\lambda$ ,  $c_p$  ... etc., sont définies dans la littérature.

#### II.4.1.1 Transfert de chaleur par convection libre :

Les corrélations pour la convection libre consistent en une relation fonctionnelle entre le nombre de Nu et le produit des nombres de Gr et de Pr qui correspond à un nombre de Rayleigh (Ra). La relation est généralement de la forme:

$$\text{Nu} = C \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n = C \cdot \text{Ra}^n \quad (\text{II.93})$$

Les corrélations indiquées dans le Tableau II.3 permettent de calculer les coefficients de transfert de chaleur dus à la convection libre sur les surfaces intérieures et extérieures du bâtiment.



Tableau. II.3: Corrélations pour convection libre.

Géométrie	Formule	Intervalle d'application
Plaque verticale (L= hauteur)	$\overline{Nu} = 0.59Ra^{1/4}$	$10^4 < Ra < 10^9$
	$\overline{Nu} = 0.129Ra^{1/3}$	$10^9 < Ra < 10^{12}$
Plaque horizontale (L= moyenne des dimensions)		
a) de surface supérieure chaude et de surface inférieure froide.	$\overline{Nu} = 0.54Ra^{1/4}$	$10^5 < Ra < 2.10^7$
b) de surface supérieure froide et de surface inférieure chaude	$\overline{Nu} = 0.14Ra^{1/3}$	$2.10^4 < Ra < 3 \times 10^{10}$
	$\overline{Nu} = 0.44Ra^{1/5}$	$10^5 < Ra < 10^7$

II.4.1.2 Transfert de chaleur du à la convection forcée :

Les corrélations pour la convection forcée consistent en une relation fonctionnelle entre le nombre de Nu et le produit des nombres de Re et de Pr qui est désigné par le nombre de Peclet (Pe). De nombreuses corrélations empiriques peuvent être trouvées dans la littérature en fonction de la nature de l'écoulement du fluide qui peut être laminaire ou turbulent et qui peut être identifié par la valeur du nombre de Reynolds comme suit:

Pour les tubes circulaires: si

$Re < 2300$  : l'écoulement est laminaire.

$2300 \leq Re \leq 4000$  : l'écoulement est transitoire.

$Re > 4000$  : l'écoulement est turbulent.

Le nombre de Nusselt pour un écoulement laminaire à travers des tubes circulaires peut être estimé par des formules la valeur moyen de Nu pour une température de paroi constante par:

$$\overline{Nu} = 3.66 + 0.668(D/L). Re. Pr / (1 + 0.04[(D/L). Re. Pr]^{\frac{2}{3}}) \quad (II.94)$$

Le nombre de Nusselt pour un écoulement turbulent est généralement exprimé par:

$$Nu = C. (Re)^m Pr^n \quad (II.95)$$

Où la constante C et les exposants m et n ont été déterminés expérimentalement. Pour un écoulement turbulent pleinement développé à l'intérieur des tubes lisses, les trois paramètres C, m et n ont été donnés par :

Pour:  $0.7 \leq Pr \leq 160$

$$Re \geq 10000$$

$$l/D \geq 10$$

$$C = 0,023$$

$$m = 0,3$$

$$n = 0.4 \text{ (pour chauffage); } n = 0.3 \text{ (pour refroidissement)}$$

Pour un calcul approprié, les propriétés du fluide chauffant doit être évaluées à la température de masse, et par simplification, la température moyenne entre l'entrée et la sortie du serpentin du plancher est à admettre.

### II.5 Transfert de chaleur dû au vent:

Une situation courante dans le chauffage des locaux implique un flux de chaleur des surfaces enveloppantes d'un bâtiment vers l'air extérieur à une vitesse variant avec la vitesse du vent.

Équations dimensionnelles exprimant le coefficient d'échange sont données par différents auteur :

Pour les surfaces exposées au vent par:

$$h_{\text{vent}} = 11.4 + 5.7 \cdot v_{\text{vent}} \quad [6] \quad (\text{II.96})$$

pour les surfaces sous vent orienté vers l'avant par:

$$h_{\text{vent}} = 5.7 \cdot v_{\text{vent}} \quad [7] \quad (\text{II.97})$$

$v_{\text{vent}}$  = vitesse du vent

Le coefficient de transfert de chaleur combiné dû à la convection libre et au vent sur les surfaces extérieures est exprimé par:

$$h_{\text{comb}} = (h_{\text{libr}}^{3.46} + h_{\text{vent}}^{3.46})^{1/3.46} \quad [8] \quad (\text{II.98})$$

### II.6 Transfert de chaleur par rayonnement à ondes longues :

Le rayonnement à ondes longues est un processus d'échange de chaleur important dans l'analyse thermique d'un bâtiment, car le transfert d'énergie se produisant par rayonnement entre deux surfaces dépend de la différence de température individuelle de la surface, chacune augmentée à la même puissance. Beaucoup de techniques ont été utilisées par de nombreux autres pour modéliser les échanges de radiations à ondes longues et longues entre les surfaces internes d'un bâtiment et entre un bâtiment et ses environs.

Le coefficient de transfert de chaleur du rayonnement à ondes longues est calculé à l'aide de la linéarisation:

$$h_r = \sigma \cdot F \cdot (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2) \quad (\text{II.99})$$

Où:  $\sigma$  la constant de Stefan-Boltzman =  $5.678 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$

F est le facteur de forme calculé par:

$$F = \left( \frac{1}{F_g} + \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1(1-\varepsilon_2)}{A_2 \cdot \varepsilon_2} \right)^{-1} \quad (\text{II.100})$$

Fg est le facteur de forme géométrique dépendant de la position des deux surface en égare.

$\varepsilon_1$  et  $\varepsilon_2$  sont les émissivité des deux surfaces en égard.

$A_1$  et  $A_2$  sont les aires des deux surfaces en égard

Le coefficient de transfert de chaleur par les surfaces extérieures vue par le ciel:

$$h_{\text{ciel}} = \sigma \cdot \varepsilon_s \cdot (T_s^2 + T_{\text{ciel}}^2)(T_s + T_{\text{ciel}}) \quad (\text{II.101})$$

la température du ciel à la température de l'air extérieur local est relié par la relation simple suivante [9] :

$$T_{\text{ciel}} = 0.0552 \cdot T_{\text{ext}}^{3/2} \quad ( T_{\text{ciel}} \text{ et } T_{\text{ext}} ) \text{ en } (^\circ\text{K}) \quad (\text{II.102})$$

L'influence des nuages vus par la surface extérieure du toit et les murs, et l'influence du sol vu par les murs qui se rend pour augmenter la température effective du ciel ne sont pas incluses dans l'expression. En général, l'estimation de la température du ciel sous les conditions générales est soumise à des différences de températures larges comprises entre  $0^\circ$  et  $20^\circ \text{ C}$ .

### II.7 Le coefficient de transfert de chaleur dû à la perte de chaleur à la terre:

Différents auteurs utilisent différents procédés pour calculer le coefficient de perte de chaleur dû à la perte de chaleur dans le sol. La méthode ASHREA [10] est l'une des méthodes les plus couramment utilisées à cet égard pour calculer ses valeurs pour différents types de construction de bâtiments.

En se référant à cette méthode, deux coefficients sont considérés :  $UP_{\text{pl}}$  et  $UA_{\text{pl}}$  exprimant respectivement la perte thermique par le périmètre et la surface du plancher chauffant et qui sont donnés dans les Tableaux II.4 et II.5. A savoir que le taux de perte de chaleur du plancher vers la terre peu être calculé en appliquant la corrélation suivante:

$$Q_{\text{terre}} = UP_{\text{pl}} \cdot (T_{\text{pl(sinf)}} - \bar{T}_{\text{ext(jours)}}) + A_{\text{pl}} \cdot UA_{\text{pl}} \cdot (T_{\text{pl(sinf)}} - \bar{T}_{\text{ext(ans)}}) \quad (\text{II.103})$$

Où:

$\bar{T}_{\text{ext(jours)}}$  est la valeur moyenne journalière de la température extérieur donnée par la valeur moyenne annuelle de la température extérieur  $\bar{T}_{\text{ext(ans)}}$ :

$$\bar{T}_{\text{ext(jours)}} = \bar{T}_{\text{ext(ans)}} + \text{Amp} \cdot \cos (n - \varphi) \cdot 2\pi / 366 \quad (\text{II.104})$$

Où : Amp est l'amplitude de la variation de la température

$\varphi$  est la phase

n est le nombre du jour de l'année

**Tableau II.4:** Coefficient de perte de chaleur par conduction pour des fondations des murs non isolés dans la terre.

Profondeur (m)	UP <sub>pl</sub> (W/m.°K)
0.0 – 0.3	0.698
0.3 – 0.6	0.378
0.6 – 0.9	0.264
0.9 – 1.2	0.203
1.2 – 1.5	0.164
1.5 – 1.8	0.150
1.5 – 2.1	0.118

**Tableau. II.5:** Coefficient de perte de chaleur par conduction à travers la base du plancher sur terre.

Profondeur de la fondation du mur (m)	UA <sub>pl</sub> (W/m <sup>2</sup> °K)		
	Largeur du bâtiment (m)		
	6	7.2	8.4
1.5	0.182	0.165	0.148
2.8	0.171	0.154	0.142
2.1	0.165	0.148	0.131

**II.8 Infiltration de l'air :**

L'échange par infiltration de d'air entre l'intérieur et l'extérieur d'un bâtiment peut représenter un mécanisme important de perte (gain) de la chaleur. La quantité d'air qui s'infiltré dans un bâtiment dépend des caractéristiques de construction. Dans des modèles simples, on suppose des taux d'infiltration constants exprimés en nombre de changements d'air par heure (ACPH).

On prend : ACPH = 1,5 pour les résidences plus anciennes

et ACPH = 1,0 pour les résidences, bureaux et appartements plus récents

Pour des simulations plus précises, l'ACPH est estimé en considérant la vitesse du vent et l'effet de cheminée de la température ambiante extérieure. Une méthodologie pour cette procédure est donnée par référence [11].

De nombreuses références utilisent les formules suivantes pour calculer l'ACPH:

$$\text{ACPH} = C_1 + C_2 \cdot v_{\text{vent}} + C_3 \cdot (T_{\text{ext}} - T_r) \quad (\text{II.105})$$

Où:

les valeurs des constantes  $C_1$ ,  $C_2$  et  $C_3$  sont données par deux références différentes:

Référence	$C_1$	$C_2$	$C_3$
[12]	0.52	0.0488	0.01510
[13]	0.150	0.0088	0.00483 (construction normal)
	0.110	0.0530	0.00366 (construction ajustée)

### II.9 Méthodologie de simulation de la zone à chauffée :

Le modèle de simulation du système de chauffage est implémenté dans un code informatique en langage Fortran selon une approche de programmation modulaire. Les composants du système sont implémentés en tant que sous-programme pouvant être appelé de manière appropriée par le programme principal. Cela a commencé avec les valeurs initiales données de toute température, chaque température est ensuite mise à jour à chaque pas de temps en même temps que les différents coefficients de transfert de chaleur, en tenant compte du changement horaire de l'irradiation solaire, de la température ambiante extérieure et de la vitesse du vent.

# *Chapitre III*

## *Modélisation de la boucle solaire*

### III.1 Introduction

Le développement rapide des méthodes modernes d'utilisation de l'énergie solaire a conduit au développement de plusieurs types de systèmes de captages solaires, tels que des capteurs solaires à tubes plats, tubes à vide et à tubes paraboliques cylindriques.

A présent on s'intéresse à l'utilisation de l'énergie solaire qui est un immense gisement d'énergie naturelle gratuite. Les applications de l'énergie solaires sont très diversifiées. Quelque soit l'application, le principe de captation de l'énergie solaire est toujours utilisé.

Dans l'utilisation de l'énergie solaire, la faible densité de l'énergie et la fourniture instable de cette dernière est due aux variations des conditions atmosphériques. Du point de vue rendement thermique en général, la plus grande part des recherches sont plus avancées vers l'amélioration de la qualité productive des capteurs solaire à eau et capteurs photovoltaïques, mais rares sont les études sur les capteurs solaires utilisant l'air comme fluide caloporteur, car ce dernier a un coefficient de transfert de chaleur par conduction-convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur beaucoup plus faible que celui de l'eau.

Le rendement d'un capteur solaire, conçu pour convertir l'énergie solaire en énergie thermique ou photovoltaïque dépend de sa forme, de la technique choisie et de la façon dont on réduit les pertes de chaleur à la surface de celui-ci.

L'inclinaison du capteur doit avoir un écart optimal suivant les coordonnées géographiques du lieu considéré. Un écart de  $10^\circ$  par rapport à l'inclinaison optimale entraîne une baisse de la production de moins de 2%.

Un écart de  $20^\circ$  entraîne une baisse d'environ 6%.

Un écart de  $30^\circ$  entraîne une baisse d'environ 14%.

Un écart de  $40^\circ$  entraîne une baisse de près de 25%.

L'énergie produite dans des conditions réelles sera en général nettement inférieure à celle qui aurait été produite dans des conditions standards. Elle dépendra essentiellement de 3 facteurs :

- le rayonnement global journalier, c'est-à-dire l'ensoleillement
- la température de l'ambiance extérieure
- la position des panneaux solaires (orientation et inclinaison) ; Un écart de  $10^\circ$  par rapport à l'inclinaison optimale entraîne une baisse de la production de chaleur de moins de 2%, et: Un écart de  $20^\circ$  entraîne une baisse d'environ 6%, Un écart de  $30^\circ$  entraîne une baisse d'environ 14%, Un écart de  $40^\circ$  entraîne une baisse de près de 25%

On distingue principalement trois modèles de capteur solaire plan:

- 1) Les capteurs plans auto vidangeables : les plus fiables, parce qu'ils sont soumis à des variations de températures moins importantes que les capteurs sous pression.
- 2) Les capteurs plans sous pression à circulation forcée dans lequel circule un liquide caloporteur spécifique, anti- corrosion et anti- gel.
- 3) Les capteurs plans à circulation d'air pour le chauffage direct de l'air ambiant des pièces

De tel type de capteur et propriété thermique et optique sont données dans l'Annexe B

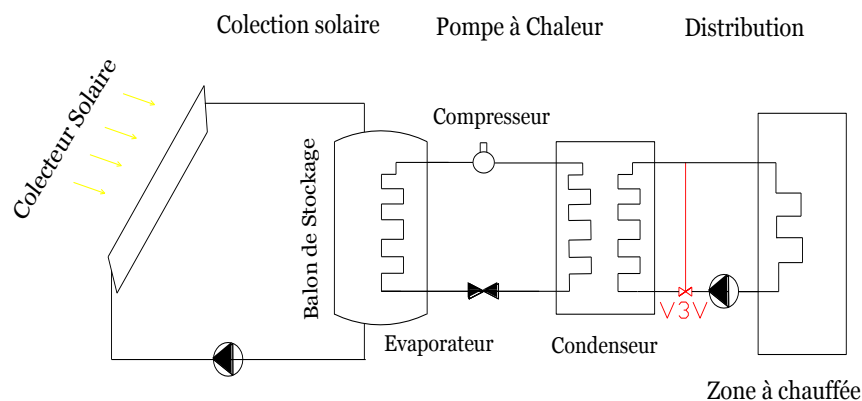
---



Dans l'état de l'art des modélisations dynamique des capteurs solaire pour une meilleure balance des mécanismes thermiques favorisant la reliability des stratégies de control d' accomplir des corrélations thermiques appropriés d'accouplement du system de chauffage sous différentes conditions climatique.

J Schnieders. [14], déclare que le capteur solaire à plaques plates est le plus utilisé par les installations de chauffage solaire pour assurer la quantité et la qualité de la demande en énergie thermique. En simulant ces types de collecteurs par des modèles à état stationnaire, il peut être crucial que les capteurs solaires atteignent rarement un état stable pendant le fonctionnement en raison de leurs grandes constantes de temps et de la variabilité des forces motrices. Il est souhaitable que les stratégies de contrôle du chauffage tiennent compte du dynamisme des capteurs.

Zima.W et Dziewa.P. [15], ont proposé un modèle mathématique unidimensionnel pour simuler les processus transitoires qui se produisent dans les capteurs solaires à plaques plates liquides, et le modèle a été expérimentalement mis en œuvre et vérifié; la méthode prend en compte les paramètres distribués du capteur solaire, notamment pour: le couvercle en verre, l'air confiné entre le vitrage et l'absorbeur, le fluide chauffant utilisé et l'isolation. Les résultats de calcul ont montré une convergence satisfaisante des températures de fluide mesurées et calculées à la sortie du capteur.



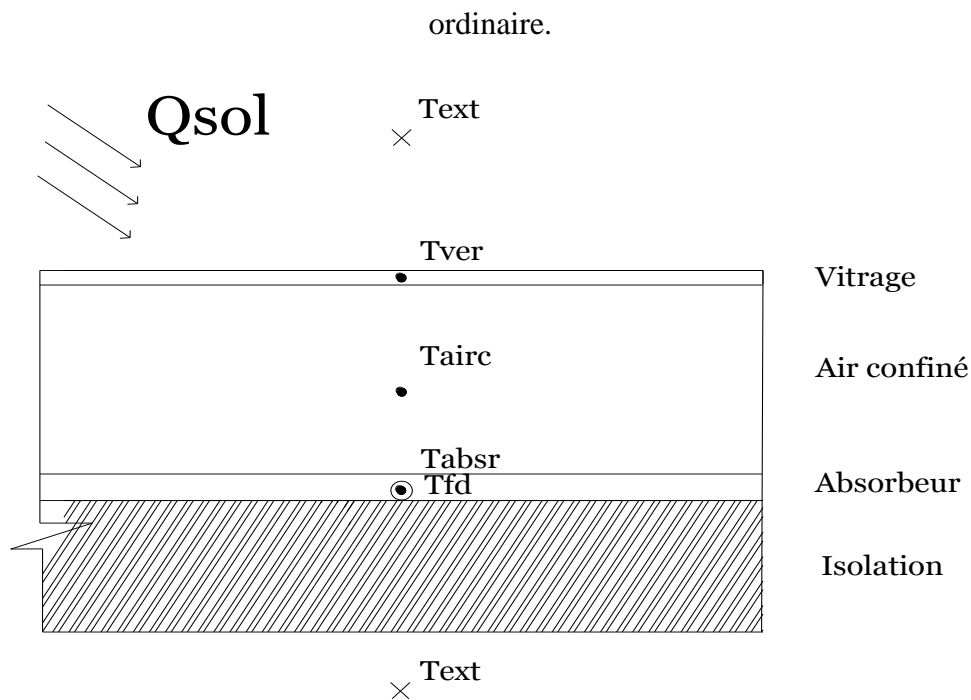
**Figure III.1:** Configuration du system de chauffage par plancher à boucle solaire

## III .2.Simulation de l'échange thermique par le capteur solaire thermique à eau :

### III .2.1. Model du capteur :

Sous un climat semi aride nordique caractérisé par des conditions de température de large amplitude allant de  $-7^{\circ}\text{C}$  à  $16^{\circ}\text{C}$  en moyenne et taux d'ensoleillement pendant la période hivernale, les capteurs solaires à plan vitré à eau sont généralement conçus pour le chauffage des bâtiments, les capteurs avec tube à vide sont employé dans zones strictement froide.

Le model choisi dans la Fig. III.2 , représente la distribution des températures des différentes composés d'un capteur solaire plan à simple vitrage qui est un châssis sous forme de coffre couvert par un isolant au fond et sur son coté arrière et latéraux, d'un absorbeur en tubes de cuivre munis d'une couche sélective noire, dans lequel circule le fluide caloporteur et d'une vitre simple en verre



**Fig. III.2:** Distribution des températures des différents composés d'un capteur solaire plan à simple vitrage.

Dans la modélisation, 4 nœuds représentant une capacité unique de chaque composant du capteur solaire sont considérés: principalement pour: le couvercle en verre, l'air intérieur confiné de l'espace du collecteur, l'absorbeur, le fluide chauffant; ils sont utilisés à cet égard pour établir le modèle dynamique d'un capteur solaire à plaque plate à simple vitrage pour un climat semi aride. Le processus transitoire est simulé en tenant compte des hypothèses suivantes:

- les propriétés physiques des matériaux sont supposées constantes;
- les surfaces d'échange de chaleur rayonnantes sont supposées grises et plates;
- le verre est opaque au rayonnement infrarouge;
- la vitesse du fluide est uniforme;
- les pertes thermiques du fond et sur les surfaces latérales du capteur sont supposées être négligeables;
- l'air dans l'écartement du capteur est supposé stagnant et transparent;
- la température de la plaque absorbante est supposée égale à celle des tubes;
- pertes de chaleur par le tuyau en cuivre reliant le collecteur au plancher vers l'ambiance extérieur sont supposés négligeables.

Les échanges convectifs du capteur plan (Fig.III.3) interviennent entre :

- La vitre et l'ambiance extérieure.
- La vitre et la plaque de l'absorbeur.

- Le tube de l'absorbeur et le fluide caloporteur.
- Le fluide caloporteur et l'isolant.
- L'isolant et l'ambiance extérieure.

Les échanges radiatifs du capteur plan (Fig.III.2) interviennent entre :

- La vitre et le ciel
- La vitre et la plaque de l'absorbeur.
- Irradiation à courte ondes du soleil sur la vitre et l'absorbeur.

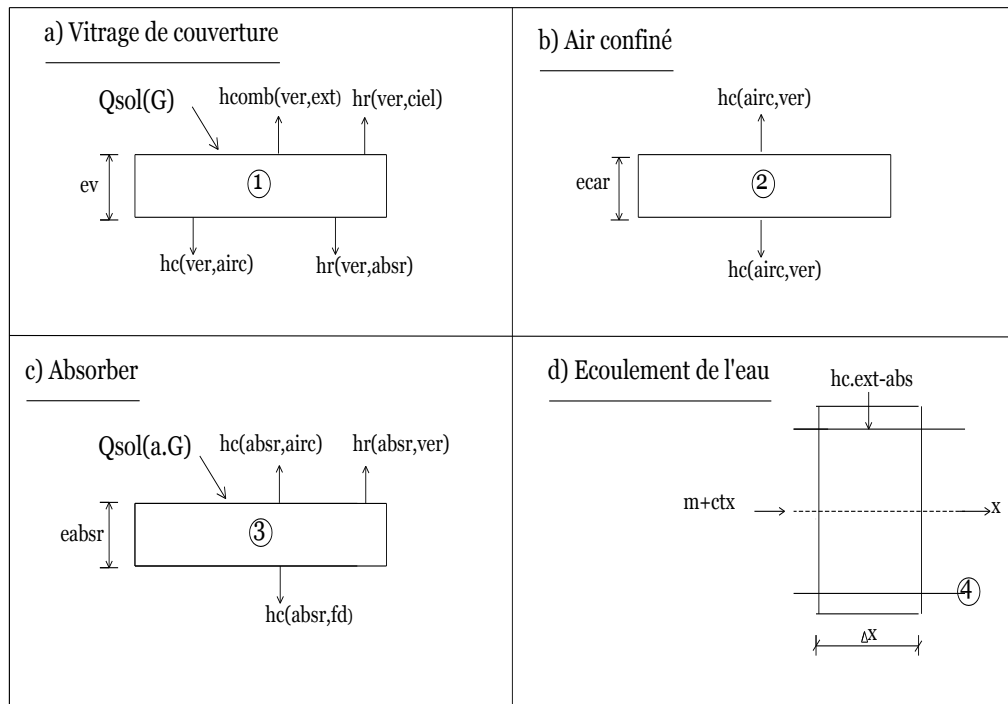


Fig. III.3: Mécanismes d'échange thermique du capteur solaire.

le modèle est établi à partir du bilan thermique d'une capacité unique incluant le verre de la vitre, l'air confiné dans l'espace intérieur du panneau, la plaque de l'absorbeur et le fluide caloporteur (eau), en utilisant la méthode de modélisation améliorée et validée par les deux derniers auteurs. Le panneau solaire est orienté vers le sud avec l'angle d'inclinaison optimal de 30 °.

Les paramètres de fonctionnement du capteur sont donnés dans les tableaux III.1 et III.2.

Tableau.III.1 : Dimensions géométrique de fonctionnement du collecteur solaire.

Elément	Dimensions		
Vitrage simple	$A_{ver}$	1.60	$m^2$
	$Nb_{ver}$	1	/
	$e_{ver}$	0.005	m
Ecartement verre-absorbeur	$D_{ver,absor} =$	0.02	m

Absorbeur	$A_{\text{absr}}$	1.60	$\text{m}^2$
Tubes	$d_i$	0.018	m
	$d_e$	0.02	m
	$Nb_{\text{tub}}$	10	/
	$w$	0.018	m
Soudure	$e_{\text{sd}}$	0.005	m
	$l_{\text{sd}}$	0.02	m
Isolation	$S_{\text{lat}}$	0.60	$\text{m}^2$
	$S_{\text{bas}}$	0.60	$\text{m}^2$
	$S_{\text{arr}}$	1.60	$\text{m}^2$

Tableau.III.2: Paramètre thermo-physique de fonctionnement du collecteur solaire.

Elément	Valeurs thermo- physique		
Verre ordinaire	$cp_{\text{ver}}$	840	$\text{J/kg } ^\circ\text{K}$
	$\rho_{\text{ver}}$	2700	$\text{kg/m}^3$
	$\lambda_{\text{ver}}$	0.93	$\text{W/m } ^\circ\text{K}$
	$\tau_{\text{ver}}$	0.92	/
	$\alpha_{\text{ver}}$	081	/
	$\varepsilon_{\text{ver}}$	0.94	/
	$K_{\text{ver}}$	0.28	/
Air confiné	$cp_{\text{airc}}$	1300	$\text{J/Kg } ^\circ\text{K}$
	$\rho_{\text{ver}}$	1.2	$\text{Kg/m}^3$
	$\lambda_{\text{airc}}$	0.025	$\text{W /m } ^\circ\text{K}$
Absorbeur Couche sélective noire Tube en cuivre Soudure	$cp_{\text{cuivre}}$	398.0	$\text{J/Kg } ^\circ\text{K}$
	$\rho_{\text{cuivre}}$	8900	$\text{Kg/m}^3$
	$\lambda_{\text{cuivre}}$	386.0	$\text{W /m } ^\circ\text{K}$
	$\alpha_{\text{cuivre}}$	0.88	/
	$\varepsilon_{\text{absr}}$	0.15	/
	$\lambda_{\text{sd}}$	5.0	$\text{W /m } ^\circ\text{K}$
Fluide caloporteur (Eau glycolée)	$cp_{\text{eau}}$	4178.8	$\text{J/Kg } ^\circ\text{K}$
	$\rho_{\text{eau}}$	1.0	$\text{Kg/m}^3$
	$\lambda_{\text{eau}}$	1.00,624	$\text{W /m } ^\circ\text{k m}^2$
	$\vartheta_{\text{eau}}$	$0.7 \text{ E} - 6$	$\text{m}^2/\text{s}$
	Pr	4.68	/
Isolant Polystyrène expansé	$cp_{\text{iso}}$	1500	$\text{J/Kg } ^\circ\text{K}$
	$\rho_{\text{iso}}$	20.0	$\text{Kg/m}^3$
	$\lambda_{\text{iso}}$	0.04	$\text{W /m. } ^\circ\text{K}$

**a. Nœud de la couverture en verre :**

$$\begin{aligned}
Mcp_{\text{ver}} \left( \frac{dT_{\text{ver}}}{dt} \right) = & A_{\text{ver}} [h_{r(\text{ver},\text{ciel})} (T_{\text{ciel}} - T_{\text{ver}}) + \\
& h_{\text{comb}(\text{ver},\text{ext})} (T_{\text{ext}} - T_{\text{ver}}) + h_{r(\text{ver},\text{absr})} (T_{\text{absr}} - T_{\text{ver}}) + h_{c(\text{ver},\text{airc})} (T_{\text{airc}} - T_{\text{ver}})] + \\
& UA_{\text{lat},\text{ext}} \cdot \tau^0 \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{ver}}) + \\
& A_{\text{ver}} \left( 1 + \frac{\tau_{\text{ver}}(1-\alpha_{\text{absr}})}{1-\alpha_{\text{ver}}(1-\alpha_{\text{absr}})} \right) \alpha_{\text{ver}} G \quad (\text{III.1})
\end{aligned}$$

**b. Nœud de l'air confiné :**

$$\begin{aligned}
Mcp_{\text{airc}} \left( \frac{dT_{\text{airc}}}{dt} \right) = & A_{\text{ver}} h_{c(\text{ver},\text{airc})} (T_{\text{ver}} - T_{\text{airc}}) + \\
& A_{\text{absr}} h_{c(\text{absr},\text{airc})} (T_{\text{absr}} - T_{\text{airc}}) + A_{\text{lat},\text{ext}} U_{\text{loss}} \cdot \tau^0 (T_{\text{airc}} - T_{\text{ext}}) \quad (\text{III.2})
\end{aligned}$$

**c. Nœud de l'absorber :**

$$\begin{aligned}
Mcp_{\text{absr}} \left( \frac{dT_{\text{absr}}}{dt} \right) = & A_{\text{ver}} h_{r(\text{ver},\text{absr})} (T_{\text{ver}} - T_{\text{absr}}) + \\
& A_{\text{absr}} h_{c(\text{absr},\text{airc})} (T_{\text{airc}} - T_{\text{absr}}) + A_{\text{tub}} h_{c(\text{absr},\text{fd})} (T_{\text{fd}} - T_{\text{absr}}) + (UA_{\text{bas}} + \\
& AU_{\text{lat}}) \tau^0 (T_{\text{ext}} - T_{\text{absr}}) + A_{\text{absr}} \left( \frac{\tau_{\text{ver}} \cdot \alpha_{\text{absr}}}{1-\alpha_{\text{ver}}(1-\alpha_{\text{absr}})} \right) G \quad (\text{III.3})
\end{aligned}$$

**d. Nœud de l'eau chauffant en circulation :**

$$\begin{aligned}
(d_{i(\text{tub})}/4) \rho_{\text{fld}} \rho_{\text{cpfld}} \left( (\partial T_{\text{fld}}/\partial t) + \vartheta \partial T_{\text{fld}}/\partial x \right) = & h_{c(\text{absr},\text{fld})} (T_{\text{absr}} - T_{\text{fld}}) + \\
& \dot{m}_{\text{cpfld}} (T_{\text{fld}} - T_{\text{col}(\text{entr})}) \quad (\text{III.4})
\end{aligned}$$

**III.2.2 Calcul des coefficients des échanges thermiques :****III.2.2.1 Echange par convection libre entre la vitre et l'ambiance extérieure:**

$$h_{\text{comb}(\text{ver},\text{ext})} = 3.8v_{\text{vent}} + 5.62 \quad (\text{III.5})$$

**III.2.2.2 Echange par convection libre entre la vitre et air confiné:**

$$h_{c(\text{ver},\text{airc})} = \text{Nu} \cdot 2 \cdot \lambda_{\text{airc}}/b \quad (\text{III.6})$$

**III.2.1.3 Echange par convection libre entre l'air confiné et l'absorber:**

$$h_{c(\text{airc},\text{absr})} = \text{Nu} \cdot 2 \cdot \lambda_{\text{airc}}/b \quad (\text{III.7a})$$

$h_{c(ver,airc)}$  et  $h_{c(airc,absor)}$  sont calculés par la même valeur de Nu et Gr;  
Corrélation proposée par référence [30]:

$$Nu = \left[ 0.006 - 0.017 \left( \frac{\beta}{90} \right) \right] \cdot Gr^{1/3} \quad (III.7b)$$

$$Gr = \frac{g \cdot (T_{absr} - T_{ver})}{\vartheta^2 T_{ext}} b^2 \quad (III.7c)$$

$\beta$ : angle d'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale.

$\lambda_{air}$ : conductivité thermique de l'air.

$\vartheta$ : viscosité cinématique

$g$ : accélération gravitationnelle

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

#### III.2.1.4 Echange par convection entre le tube (ou l'isolant) et le fluide caloporteur:

L'échange de chaleur entre le tube et le fluide chauffant en circulation se fait par convection forcée.  
Les corrélations appliquées sont:

- écoulement laminaire : ( $Re < 2100$ )

Pour  $Gz < 100$  :

$$Nu = 3.66 + \frac{0.085 \cdot Gz}{1 + 0.047 Gz^{2/3}} \left[ \frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} \quad (III.8a)$$

Pour  $Gz > 100$  :

$$Nu = 1.86 \cdot Gz^{1.3} \left[ \frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} + 0.87 (1 + 0.015 Gz^{1/3}) \quad (III.8b)$$

- écoulement transitoire ou : ( $2100 < Re < 10000$ )

$$Nu = 0.116 (Re^{2.3} - 125) Pr^{1/3} \left( 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{2/3} \right) \cdot \left[ \frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} \quad (III.9)$$

- écoulement turbulent :  $Re > 10000$

$$Nu = 0.023. Re^{0.8} Pr^{1.3} \left[ \frac{\mu_f}{\mu_p} \right]^{0.14} \quad (III.10)$$

Avec :

$$Re = v \cdot D / \nu \quad (\text{Nombre de Reynolds sans dimension}) \quad (III.10a)$$

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot D / L \quad (\text{Nombre de Gratez sans dimension}) \quad (III.10b)$$

$\rho$  : Masse volumique.

$\bar{v}_{fld}$  : Vitesse moyenne du fluide.

$D$  : Diamètre du tube.

$\mu$  : Viscosité dynamique.

$\nu$  : Viscosité cinématique.

$L$  : Longueur du tube.

$\mu_f$  : Viscosité dynamique de l'eau à la température considérée.

$\mu_p$  : Viscosité dynamique de l'eau au niveau de la paroi à la température considérée.

Alors :

$$h_{c(absr, fld)} = Nu \cdot \lambda_{cuivre} / e_{tub} \quad (III.11)$$

$$h_{c(absr, iso)} = Nu \cdot \lambda_{iso} / e_{iso} \quad (III.12)$$

$e_{tub}$  et  $e_{iso}$  étant respectivement les épaisseurs du tube et de l'isolant inférieure du collecteur.

### III.2.1.5 Echange par rayonnement entre la vitre et le ciel:

$$h_{r(ver, ciel)} = \varepsilon_{ver} \sigma (T_{ver}^2 + T_{ciel}^2) (T_{ver} + T_{ciel}) \quad (III.13)$$

### III.2.1.6 Echange par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur:

$$h_{r(ver, absr)} = \frac{\sigma (T_{ver}^2 + T_{absr}^2) (T_{ver} + T_{absr})}{\frac{1}{\varepsilon_{ver}} + \frac{1}{\varepsilon_{absr}} - 1} \quad (III.14)$$

## III.3 Calcul des puissances:

### III.3.1 Puissance absorbée par le vitrage :

- Paramètres optiques :

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 du collecteur. Le rayonnement solaire ( $P_g$ ) frappant l'interface d'une surface vitrée à un angle

d'incidence ( $\theta_1$ ) sera partiellement réfracté ( $I_t$ ) avec un angle ( $\theta_2$ ) et partiellement réfléchi avec un angle ( $\theta_1$ ).

$$\sin \theta_2 = \frac{n_1}{n_2} \sin(\theta_1) \quad (\text{III.15})$$

$n_1$  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 :

$$r = \frac{1}{2} \left[ \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2[\theta_2 + \theta_1]} + \frac{\text{tg}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{tg}^2[\theta_2 + \theta_1]} \right] \quad (\text{III.16})$$

$$\theta_2 = \text{Arc sin} \left[ \frac{n_1}{n_2} \sin(\theta_1) \right] \quad (\text{III.16a})$$

Pour une lame de verre d'épaisseur ( $e_{\text{ver}}$ ), les coefficients de transmission, d'absorption et de réflexion du au rayonnement direct sont donnés par les relations suivantes :

**a. Le coefficient de transmission ( $\eta_{\text{dir}}$ ) :**

Le coefficient de transmission ( $\eta_{\text{dir}}$ ) est le produit d'un coefficient ( $\eta_r$ ) relatif à la réflexion partielle du rayonnement incident, et d'un coefficient ( $\eta_a$ ) relatif à l'absorption dans le milieu transparent. On a :

$$\eta_{\text{dir}} = \eta_a \cdot \eta_r \quad (\text{III.17})$$

$$\eta_r = \frac{1-r}{1+r} \quad (\text{III.17a})$$

$$\eta_a = \exp\left(\frac{K_{\text{ver}} \cdot e_{\text{ver}}}{\cos(\theta_2)}\right) \quad (\text{III.17b})$$

$K_{\text{ver}}$  : coefficient d'extinction du verre.

$e_{\text{ver}}$  : épaisseur de la vitre.

$\theta_2$  : angle de réfraction.

**b. Le coefficient de réflexion ( $\rho_{\text{dir}}$ ) :**

Il est donné par :

$$\rho_{\text{dir}} = r + \frac{(1-r)\eta_a^2 \cdot r}{1-(r \cdot \eta_a)^2} \quad (\text{III.18})$$



**c. Le coefficient d'absorption ( $\alpha_{\text{dir(ver)}}$ ) :**

Il est exprimé par :

$$\alpha_{\text{dir(ver)}} = 1 - \eta_{\text{dir}} - \rho_{\text{dir}} \quad (\text{III.19})$$

- La puissance absorbée par la vitre est alors :

$$P_{\text{ver}} = \alpha_{\text{dir(ver)}} \cdot P_{\text{dir}} + \alpha_{\text{dif(ver)}} \cdot P_{\text{dif}} \quad (\text{III.20})$$

**III.3.2 Puissance absorbée par la plaque absorbante :**

$$P_p = P_g \cdot \eta_{\text{ver}} \cdot \alpha_p \left( 1 + (\rho_v \rho_p) + (\rho_v \rho_p)^2 + (\rho_v \rho_p)^3 + \dots + (\rho_v \rho_p)^n \right) \quad (\text{III.21a})$$

$$P_p = \frac{P_g \cdot \eta_{\text{ver}} \cdot \alpha_p}{1 - \rho_v \rho_p} \quad (\text{III.21b})$$

L'absorbeur est opaque à couche de surface sélective donc :

$$P_p = \frac{P_g \cdot \eta_{\text{ver}} \cdot \alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p) \rho_v} \quad (\text{III.21c})$$

**III.4 Comportement thermique du capteur :****III.4.1 Calcul du bilan thermique**

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

$$P_p = P_u + P_a + P_s \quad (\text{III.22})$$

$P_p$ : 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 dans les différents éléments du capteur.

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

b) 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.

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:

$$U_{av} = \frac{1}{R_i + R_e} \quad (III.23)$$

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:

$$R_i = \frac{1}{h_{vpv} + h_{rpv}} \quad (III.23a)$$

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

$$R_e = \frac{1}{h_{vva} + h_{rvc}} \quad (III.23b)$$

Il en résulte que :

$$U_{av} = \left[ \frac{1}{h_{vva} + h_{rvc}} + \frac{1}{h_{vpv} + h_{rpv}} \right]^{-1} \quad (III.23c)$$

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

$$U_{arr} = \frac{\lambda_{iso}}{e_{iso}} \quad (III.24)$$

$\lambda_{iso}$  et  $e_{iso}$  étant respectivement la conductivité thermique et l'épaisseur de l'isolant.

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

- 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).

$$U_{lat} = \frac{\lambda_{iso} \cdot S_{lat}}{e_{iso} \cdot S_c} \quad (III.25)$$

$S_{lat}$ : Surface latérale du capteur.

$S_c$ : Surface du capteur.

- Le coefficient de pertes thermiques global vers l'extérieur :

$$U_g = U_{av} + U_{arr} + U_{lat} \quad (III.26)$$

### III.4.2 Puissance utile récupérée par le fluide:

Il y a plusieurs équations qui caractérisent cette puissance, parmi les quelles:

$$\bullet P_u = \left( (\tau\alpha)_{eff} \cdot P_g - U_g \cdot (T_{absr} - T_{ext}) \right) \cdot S_c \quad (III.27)$$

$T_{absr}$  étant la température de l'absorbeur. En réalité elle est difficile à estimer car il y a des gradients de température sur l'absorbeur.

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

$$\bullet P_u = F' \left( (\tau\alpha)_{eff} \cdot P_g - U_g \cdot (T_{fld(cap)} - T_{ext}) \right) \cdot S_c \quad (III.28a)$$

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

$$F' = \frac{1/U_g}{w \left[ \frac{1}{U_g} \cdot (d_e + (w - d_e) \cdot F) + \frac{e_{sd} \cdot d_e}{l_{sd} \lambda_{sd}} + \frac{1}{d_i \cdot h_{ver, fld}} \right]} \quad (III.28b)$$

$e_{sd}$ ,  $l_{sd}$ , et  $\lambda_{sd}$ , étant respectivement l'épaisseur, la largeur et la conductivité thermique de la soudure.

$$\bullet P_u = F_R \left( (\tau\alpha)_{eff} \cdot P_g - U_g \cdot (T_{fld(ent)} - T_{ext}) \right) \cdot S_c \quad (III.29a)$$

$T_{fld(ent)}$ : Température d'entrée du fluide.

$F_R$ : Efficacité globale de l'échange thermique du capteur, définie par:

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p (fld)}{U_g \cdot A_r} \left[ 1 - \exp \left[ \frac{-F \cdot U_g \cdot S_c}{\dot{m} c_p (fld)} \right] \right] \quad (III.29b)$$

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

$$F = \frac{\text{tanh} \left( m \cdot \left( \frac{w - d_e}{2} \right) \right)}{m \cdot \left( \frac{w - d_e}{2} \right)} \quad (III.29c)$$

$$m = \sqrt{\frac{U_g}{\lambda_{\text{absr}} e_{\text{abs}}}} \quad (\text{III.29d})$$

$\lambda_{\text{absr}}$  : conductivité thermique de l'absorbeur.

$e_{\text{abs}}$  : épaisseur de l'absorbeur.

$w$  : distance entre les tubes.

$d_e$  : diamètre extérieur du tube.

### III.4.3 Calcul du rendement:

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

$$\eta = \frac{P_u}{P_g \cdot S_c} \quad (\text{III.30a})$$

$$\eta = \frac{((\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot P_g - U_g \cdot (T_{\text{fld}(\text{ent})} - T_{\text{ext}}))}{P_g} \quad (\text{III.30b})$$

Il ya aussi un autre rendement optique représenté par le rapport entre la puissance reçue par plaque et la puissance incidente:

$$\eta = F_R [\eta_0 - U_g (T_{\text{fld}(\text{ent})} - T_{\text{ext}})] \quad (\text{III.31a})$$

$$\eta_0 = \frac{p_p}{P_g} \quad (\text{III.31b})$$

La même procédure de simulation établie dans le deuxième chapitre est appliquée pour résoudre les équations différentielles dérivées du modèle du panneau solaire à eau. L'échange thermique nodal unidimensionnel est utilisé et résolu par la méthode des différences finies implicites. Les conditions aux limites sont les suivantes: le rayonnement solaire (direct + diffus) et la température ambiante extérieure. Les températures initiales sont de 12 ° C.

### III.5 Modélisation du réservoir de stockage et la pompe à chaleur eau-eau.

- Les pertes thermiques  $Q_S$  du réservoir de stockage sont données par:

$$Q_S = (UA)_S (T_S - T_a) \quad (\text{III.32})$$

$(UA)_S$ : Transfert d'énergie vers l'environnement (W /°C)

$U$ : le coefficient global de transfert de chaleur du réservoir de stockage ( $W / m^2 \text{ } ^\circ C$ )

$A$ : Surface du réservoir de stockage ( $m^2$ )

$T_a$ : température ambiante ( $^\circ C$ )

$T_S$ : température de l'eau dans le réservoir de stockage ( $^\circ C$ )

- Le bilan énergétique du réservoir de stockage d'eau peut être exprimé comme:

$$(MC_p)_S \left( \frac{dT_S}{dt} \right) = Q_U + Q_L + Q_S \quad (III.33)$$

$M$ : masse de fluide dans le réservoir de stockage ( $kg$ )

$C_p$ : Chaleur spécifique à pression constante ( $kJ / Kg. \text{ } ^\circ C$ )

$Q_S$ : énergie perdue aux abords du stockage réservoir

$Q_L$ : Energie extraite du réservoir de stockage (énergie absorbé par l'évaporateur de la pompe à chaleur,  $Q_{ev}$ )

$t$ : temps ( $s$ )

$$Q_L = Q_{ev} \quad (III.34)$$

- Le coefficient de performance de la pompe à chaleur ( $COP$ ) est donné par la relation suivante:

$$COP = \frac{Q_{cd}}{W} \quad (III.35)$$

La chaleur transférée au condenseur ( $Q_{cd}$ ) est:

$Q_{ev}$ : énergie absorbée dans l'évaporateur ( $kW$ )

$W$ : travail mécanique du compresseur ( $kW$ )

- Charge de chauffage:

La charge thermique ( $Q_{chf}$ ) est la quantité de chaleur nécessaire au bâtiment pour assurer son chauffage et atteindre la température consignée de confort.

$$Q_{chf} = (\dot{m}c_p)_{chf} (T_{ent} - T_{sor}) \quad (III.36)$$

$(\dot{m}c_p)_{chf}$ : débit de la charge de chauffage ( $kW / ^\circ C$ )

$\dot{m}$ : débit massique du fluide de chauffage (kg /s)

$T_{ent}$ : la température d'entrée du fluide caloporteur (°C)

$T_{sor}$ : La température de sortie du fluide caloporteur (°C)

Cette énergie ( $Q_{chf}$ ) est fournie au chauffage par le plancher du bâtiment par le condenseur de la pompe à chaleur à travers un échangeur de chaleur, en tenant compte de l'efficacité du transfert de chaleur entre le condenseur et l'échangeur de chaleur.

La chaleur délivrée par le condenseur doit être supérieure à la chaleur nécessaire pour le chauffage du bâtiment.

# *Chapitre IV*

## *Etude de dissipation d'un plancher chauffant*

## IV.1 Introduction :

L'intérêt croissant suscité par les stratégies d'analyse et de conception de bâtiments solaires à basse énergie à partir de 1976 a conduit à un développement considérable dans le domaine des programmes de simulation thermique pour les bâtiments afin de prévoir et d'analyser avec précision les performances pour différentes d'usage d'énergie. De nouveaux sous-programmes et d'autres changements fondamentaux ont été introduits dans les programmes existants afin de fournir une base pour l'évaluation des outils de conception et de soutenir le développement de modèles novateurs. Les progrès ont conduit à une meilleure compréhension de problèmes spécifiques servant un objectif général.

Le modèle de simulation du système de chauffage est implémenté dans un code informatique en langage Fortran selon une approche de programmation modulaire. Les composants du système sont implémentés en tant que sous-programme pouvant être appelé de manière appropriée par le programme principal. Cela a commencé avec les valeurs initiales données de toute température, chaque température est ensuite mise à jour à chaque pas de temps en même temps que les différents coefficients de transfert de chaleur, en tenant compte du changement horaire de l'irradiation solaire, de la température ambiante extérieure et de la vitesse du vent.

Il est donc très intéressant d'examiner de près la dynamique de la pièce et de montrer comment différents modèles prédisent sa réponse thermique.

Cinq étapes d'analyse de bouclage ont été effectuées à cet égard (voire Figure. IV.1) :

En utilisant une équation différentielle, EDO, pour calculer la température de chacun des éléments suivants:

L'eau chauffant, la masse du plancher, l'air de la pièce et le mur de masse.

L'aire ambiante extérieure reste à 12 ° C.

L'irradiation solaire dans l'espace intérieure ou sur les surfaces extérieures, la perte de chaleur par la terre et l'infiltration d'air ne sont pas prises en compte pour étudier le cas le plus simple.

Un simple thermostat ON /OFF est utilisé pour contrôler la température ambiante intérieure à un point de consigne égal à 20 ° C avec une bande morte de  $\pm 0,5$  ° C. Les températures initiales du système sont toutes de 12 ° C.

Pour référence, considérons le système le plus simple:

Une seule zone avec une masse thermique  $M_{cp_{air}}$  perdant de la chaleur à l'air ambiante extérieur  $T_a$ , via le coefficient de transfert de chaleur  $UA$ , recevant de la chaleur d'un chauffage d'appoint constant  $q$  de température  $T_{fd}$ .

Les équations décrivant la température de l'air intérieur  $\dot{T}_r$  en cours est:

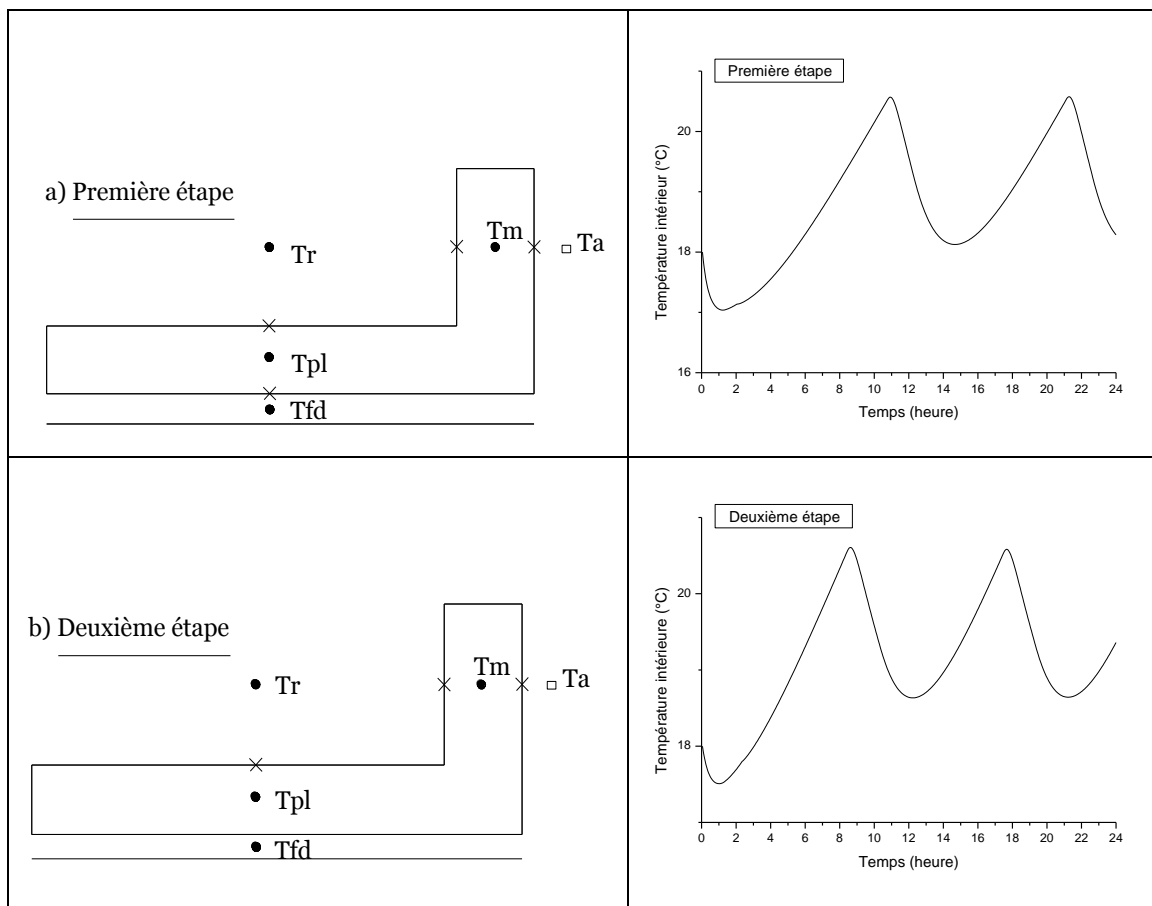
$$\dot{T}_r = -\frac{UA}{M_{cp_{air}}}(T_r - T_a) + ({}^0_1)q/M_{cp_{air}} \quad (IV.1)$$

Une croissance et une décroissance de premier ordre, montrés dans la (Figure IV.1) résulte de l'effet du contrôler ON/OFF sur la température intérieure de la pièce.

Dans la première jusqu'à la quatrième étape de débogage, les résultats montrent que la température  $\dot{T}_r$  dépasse la zone morte supérieure de la température de consigne, ce qui est du fait que la masse du plancher est chauffée et continue de dissiper sa chaleur après que le chauffage est



éteint. Le taux de désintégration est très lent car la pièce perd de la chaleur au profit du mur de masse et non pas directement à la température ambiante extérieure  $T_a$ . De plus, la présence de l'équation d'état stationnaire pour les températures des surfaces inférieure et supérieure de couplage de  $T_{pl}$  dans la simulation entraîne un décalage entre les deux EDO pour la température du fluide caloporteur  $T_{fd}$  et le plancher  $T_{pl}$ , ce qui entraîne une nouvelle diminution du taux de décroissance de la température contrôlée  $T_r$ . Par conséquent, une approche plus précise consisterait à utiliser la même approche de la température de surface supérieure de couplage pour le nœud de la masse du plancher au nœud d'air de la pièce, le nœud d'air de la pièce au nœud de la masse du mur, et le nœud de la masse du mur à la température extérieure  $T_a$ . Mais cette approche ne fonctionne pas lorsque l'échange de chaleur du rayonnement à ondes longues est pris en compte, de même que le rayonnement à ondes courtes. Par conséquent, les températures de surface seront incluses dans les simulations futures car elles qu'ils sont nécessaires pour calculer l'échange.



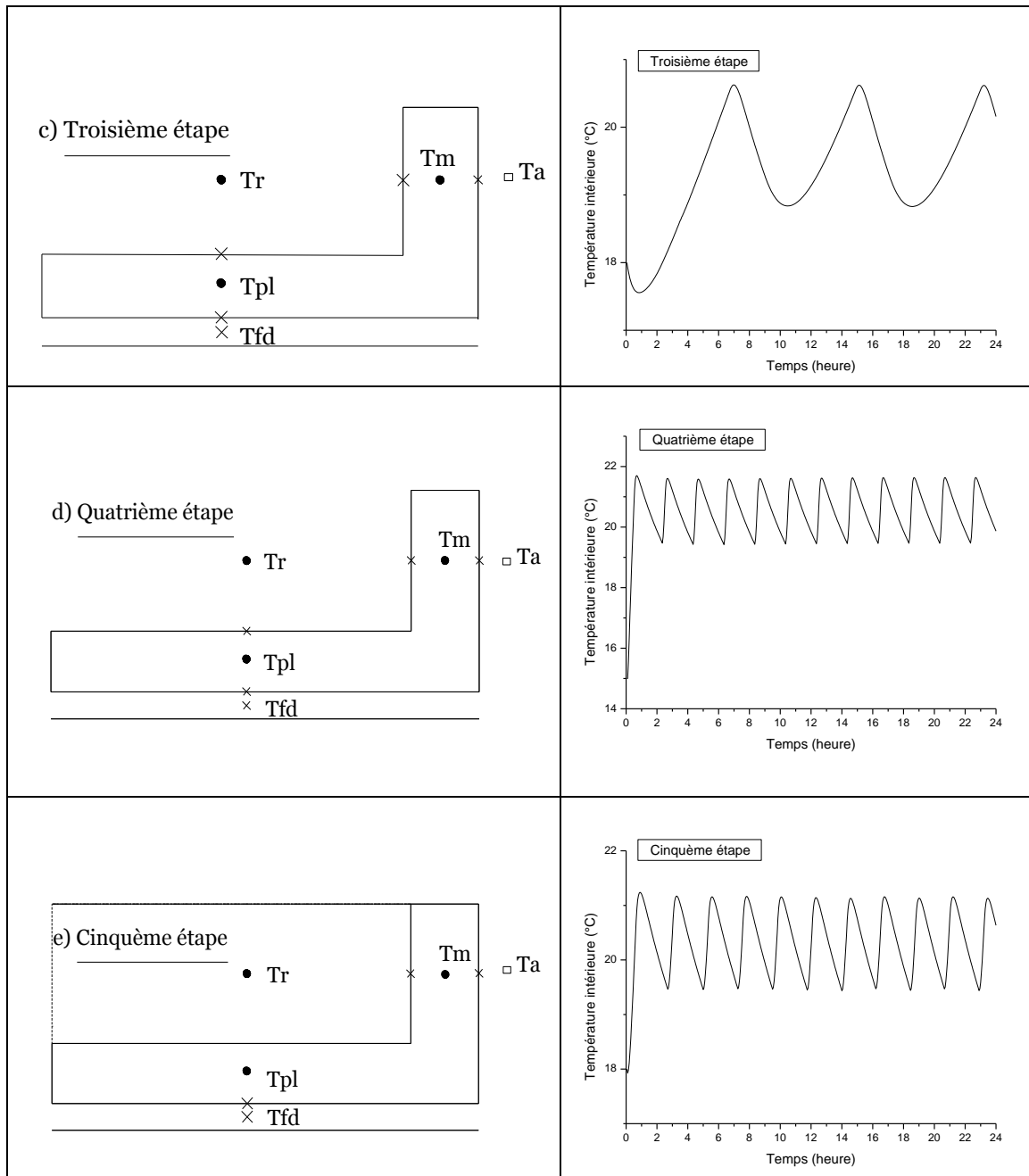
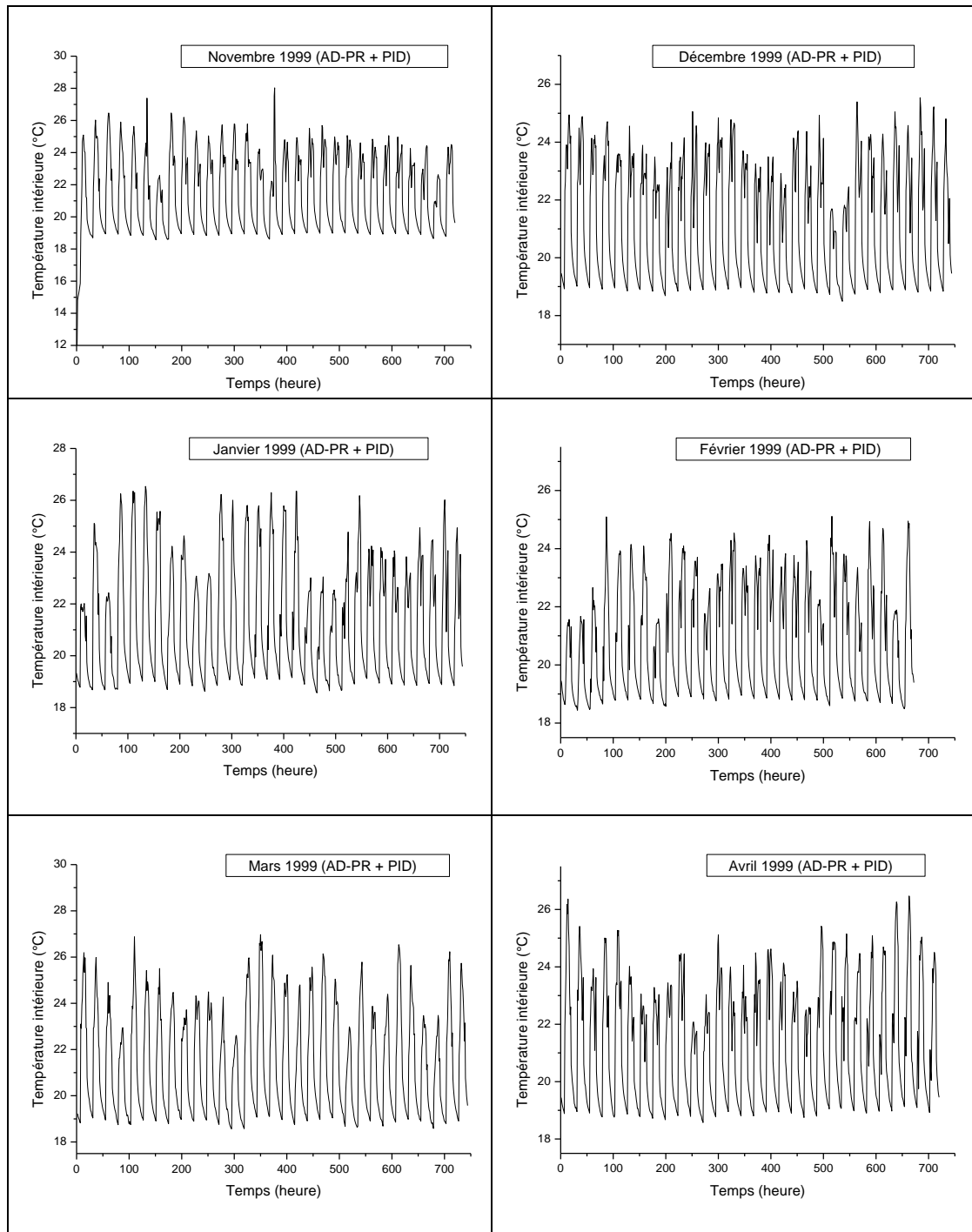


Fig. IV .1 : Etapes de dissipation de chaleur par simulation numérique.

Alternativement, l'utilisation de l'approche en équation d'état stationnaire d'échange thermique pour la température du fluide  $T_{fd}$  chauffant, fait augmenter le taux de décroissance (voir Fig. II.2 troisième, quatrième, et cinquième étape), car il n'existe pas de capacité thermique du fluide pouvant servir de source de chaleur.



**Fig. IV .2:** Oscillations de la température ambiante intérieure résultant de la dissipation d'un plancher lourd. (Test de longue durée de 6 mois).

En conséquence, l'équation d'état stationnaire pour  $T_{fd}$  avec EDO pour  $T_{pl}$  conduit au comportement dynamique attendu de la pièce (troisième étape: Fig. IV .1). Suite à ces hypothèses, la quatrième étape du débogage est étendue à la cinquième étape pour inclure le mur de masse à 10 nœuds, les murs restants orientés vers l'Est et l'Ouest, le plafond, et le vitrage,

Ce résultat abouti est une augmentation de la précision du délai d'échange de chaleur par la masse de la dalle du plancher, et une réduction de la commission du temps de calcul ce qui facilite l'intégration du processus de régulation de température au system de chauffage par plancher.

## IV.2 Application d'un control avancée pour la régulation de température de l'air intérieur:

La simulation dynamique du model de la cinquième étape sous un climat semi aride pour une période de chauffe de six mois (Annexe A)

Associé au model de la pompe à chaleur eau-eau et le capteur solaire, approuvé la rigidité du model dynamique simplifié d'avoir accomplir une diffusion efficace du plancher et de réaliser une performance augmentée en matière d'économie et de confort.

Cette dissipation est testé numériquement pour la performance de différente combinaison de construction type de la zone à chauffée

(Masse Lourde, Moyen, Léger du plancher ou du mur orienté vers l'est).

Les résultats sont présentés dans le Tableau IV.1, ou la combinaison d'un plancher lourd avec un mur de masse lourde apporte un potentiel plus élevé que les autres combinaisons.

**Tableau IV.1:** Performances avec AD-PR + PID pour différentes configurations de construction à zone unique (simulation à long terme sur six mois sous climat 1999).

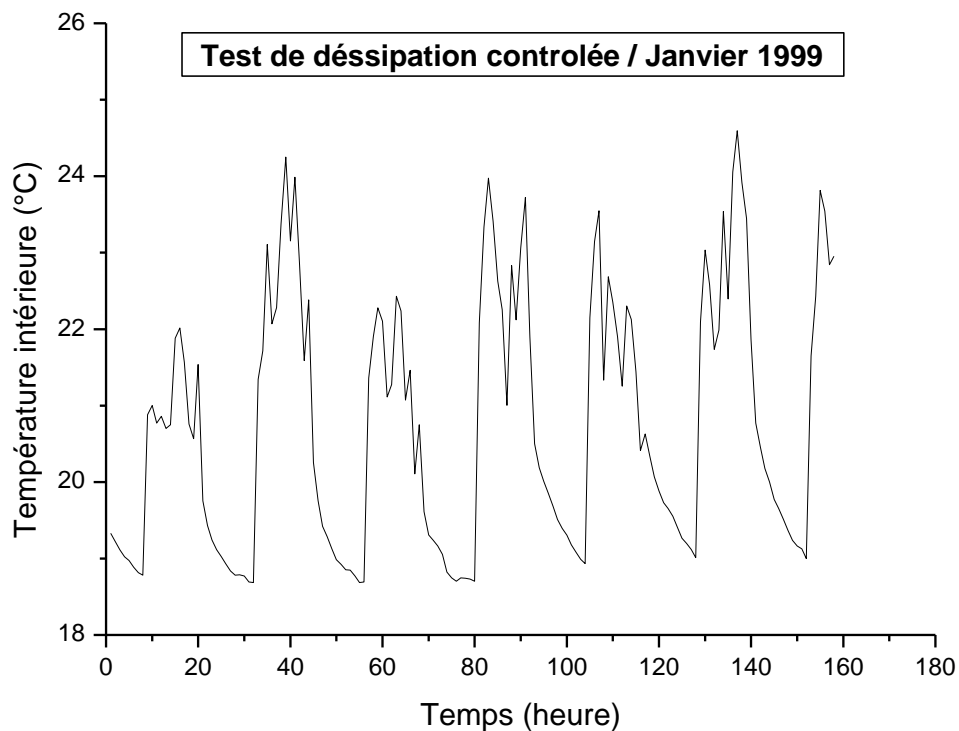
Éléments de construction	MGS (°C.H)	HS (H)	MXTS (°C)	MGI (°C.H)	HI (H)	MXTI (°C)	Qaux (MJ)
Plg - Mlg	2043.90	1815.35	1.1	371.24	731.24	0.5	2747.320
Plg - Mm	1955.90	1817.45	1.0	257.98	585.90	0.4	2637.260
Plg - Mlr	1922.30	1725.25	1.0	166.82	484.70	0.3	2500.700
Pm - Mlr	1534.32	1439.90	1.0	352.04	745.30	0.5	2689.158
Pm - Mm	1457.56	1471.30	1.0	216.11	562.70	0.4	2582.538
Pm - Mlg	1456.96	1546.90	0.9	135.67	462.75	0.3	2452.745
Plr - Mlr	1282.85	1260.65	1.0	556.40	946.75	0.6	2637.780
Plr - Mm	1290.91	1325.05	1.0	348.54	746.80	0.5	2542.025
Plr - Mlg	1365.80	1422.30	0.9	203.17	600.05	0.3	2422.803

Plg, Pm, Plr : Plancher léger, moyen et lourd respectivement.

Mlg, Mm, Mlr : Mur de mass léger, moyen et lourd respectivemen.

Un autre résultat pour un test de longue durée pour six mois graphe de la Figure. IV.1, et de courte durée de sept jours en mois de janvier Figure IV.3, montrent que l'échange thermique par la masse de la dalle du plancher est bien équilibrée entre la demande instantanée du confort et la livraison de la chaleur par la pompe à chaleur.

l'emploi du PAC en utilisant un stockage intermédiaire de chaleur, a assurer la stabilité de la mise en service du chauffage solaire d'atteindre un niveau de confort souhaitable et efficacité importante.



**Fig. IV.3:** Oscillations de la température ambiante intérieure résultant de la dissipation d'un plancher lourd. (Test de courte durée de 7 jours).

### IV.3 Conclusion :

Le même ensemble d'hypothèses a montré que les réponses dynamiques de la pièce sont fortement influencées par les hypothèses concernant la capacité thermique de l'élément chauffant, les conditions limites sur le plancher et le mur de masse. L'utilisation d'une équation d'état stationnaire pour  $T_{fd}$  et l'omission de la température de surface inférieure  $T_{pl(sinf)}$  comme dans les quatrième et cinquième étapes du débogage donne le comportement dynamique attendu de la pièce par rapport au modèle de référence. Par conséquent, le modèle de la cinquième étape sera utilisé comme outil de base pour les études d'optimisation et d'implantation des stratégies de prédiction adaptative qui

sera caractérisée par une plateforme de modélisation simplificatrice pour une efficacité augmentée d'exploitation de l'installation du système de chauffage par plancher solaire bouclé à une pompe à chaleur.

*Conclusion*  
*générale*

### Conclusion générale

Un modèle a été développé décrivant le comportement thermo-dynamique d'une zone unique d'un bâtiment couplé à une boucle solaire comprenant équipé d'un capteur solaire associé à une pompe à chaleur avec un réservoir intermédiaire de stockage de la chaleur. La technique des différences finies a été utilisée pour résoudre les équations des différents mécanismes de transfert de chaleur du modèle.

- Cinq étapes de test pour l'étude de dissipation par la masse de la dalle du plancher ont été configurées pour explorer le comportement thermique de différentes conditions aux limites pour le modèle en utilisant une régulation ON / OFF (toute ou rien). La pompe à chaleur qui épuise de la chaleur du réservoir pour un chauffage à basse température est prometteuse pour l'augmentation de l'efficacité d'échange thermique du plancher le fluide chauffant; ce qui rend le système de chauffage fiable à l'usage d'énergie solaire.

Les principales conclusions tirées de cette étude sont les suivantes:

- 1) - La réponse dynamique de la pièce est fortement influencée par l'hypothèse de la capacité thermique du fluide (eau) circulant à travers l'élément chauffant. L'utilisation d'une équation d'état permanente plutôt que d'une équation différentielle du nœud du fluide couplé au premier nœud de la masse chauffante du plancher via un coefficient de transfert de chaleur total, évite les décadences irréaliment lentes et les augmentations excessives de la température intérieure au tour de la plage de consigne. Ces effets irréalistes découlent du découplage séquentiel de la solution du procédé utilisée pour résoudre les équations.
- 2) L'efficacité d'échange thermique est maintenue pour n'importe quel type de construction durant la période de chauffe.
- 3) L'interaction des conditions climatiques avec l'échange de chaleur du plancher indique que la pompe à chaleur est élevée et l'usage de l'eau chaude est rationnel.

La modélisation unidimensionnelle et de simplification est la méthode appropriée et vérifiée robuste d'avoir une corrélation thermique équilibrée de dissipation pour atteindre une valeur voulue de consigne de température ambiante intérieure, et qui peut servir de plateforme de simplicité pour le développement des stratégies de contrôle sophistiqué d'intégration pour le chauffage par plancher solaire dans le secteur des bâtiments résidentiels.

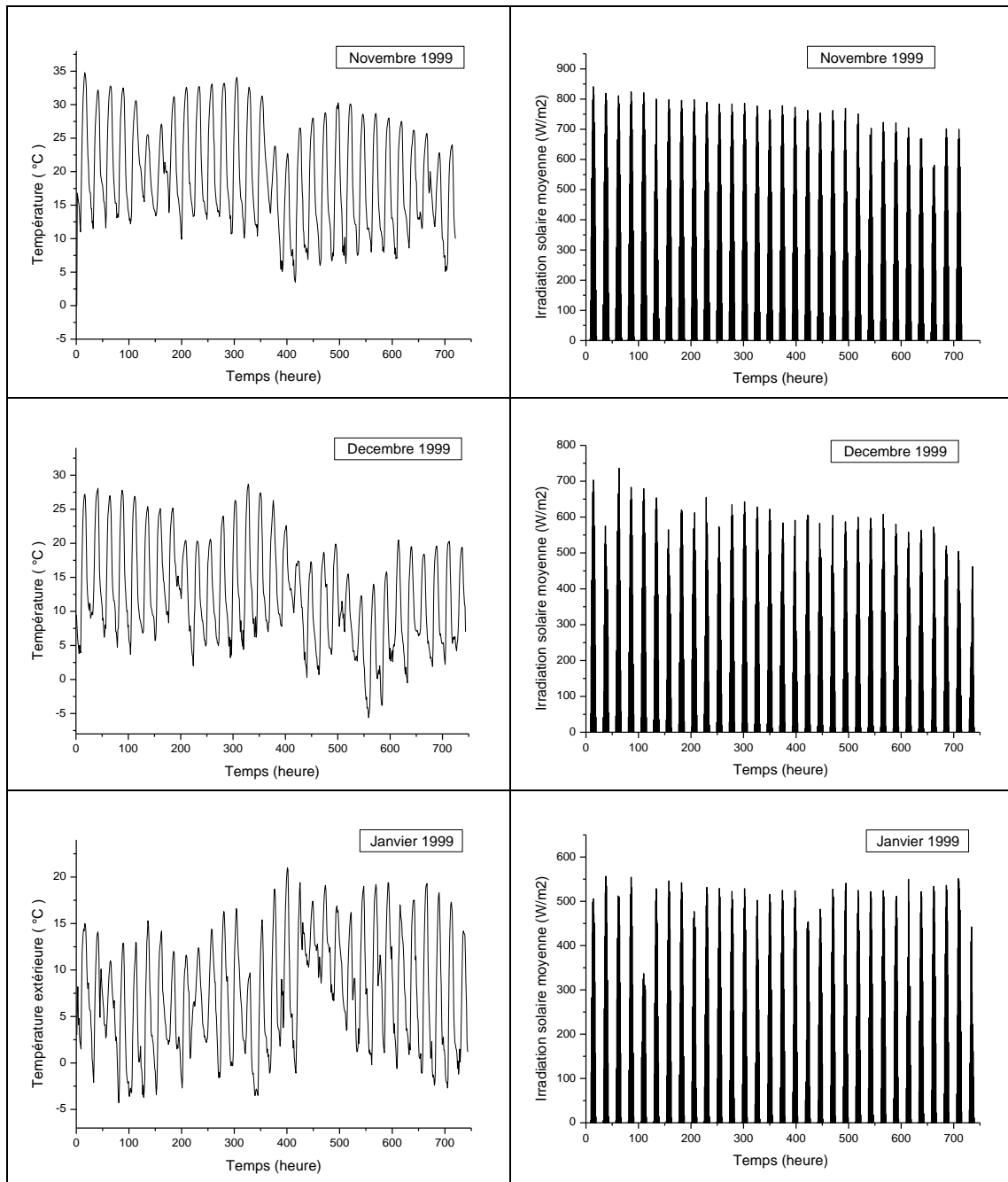
### Bibliographique

- [1]: Boulkamh Mourad, Contribution A L'étude, La Simulation Et L'analyse Des Pompes A Chaleur Assistees Par L'energie Solaire, Mémoire de Magister, Université Mentouri Constantine, 2008.
- [2]: Abbaz Dalila , Optimisation des paramètres de fonctionnement d'un plancher solaire direct (PSD), Mémoire de Magister, Université Constantine, 2013
- [3]: Clima Maion le guide expert du confort thermique, Energie thermique, 24/04/2019.
- [4]: Driss Stitou. Transformation, Conversion, Stockage, Transport de l'énergie thermique par procédés thermochimiques et thermo-hydrauliques. Génie des procédés. Université de Perpignan, 2013.
- [5]: KADI MOHAMMED SHAMS-EDDINE et BELLA MOHAMMED AMINE , *Etude et mise en point du banc d'essai du chauffage central*, Mémoire de Master , Université Abou bekr Belkaid – Tlemcen faculté de technologie, 2013/2014.
- [6]: Ito.N., K.Kumira, A field experiment study on the Convective heat transfer coefficient on exterior surfaces of a building, ASHRAE Trans., Vol 78(1) 184-191, (1972).
- [7]: N.S. Sturock.. Localised Boundary Layer Heat Transfer from external Building Surfaces. Phd, Thesis, University of Liverpool, (1971).
- [8]: A. Green, The influence of operating conditions on the thermal performance of non concentrating, solar collectors. Phd, Thesis, University College Cardiff, 1984.
- [9]: W.C. Swinbank., Longue wave radiation from clear skies, Royal Meteorological Society 381(89)\_ 339-348, (1963).
- [10]: G. G. Boileau., J.K.Latta, simplified method, based on heat transfer paths to Ground, ASHRAE (1968),
- [11]: F.W.Sinden, Multichamber, Theory of Air Infiltration, Building and Environment, 13 (1) 18-21, (1978),.
- [12]: TY. Chen, Application of adaptive predictive control to a floor heating system with a large thermal lag, Energy and Buildings 34 45-51, (2001).
- [13]: P.Raftery, M.Keane, A.Costa, Calibrating whole building energy models: detailed case study using hourly measured data, Energy Build. 43 (12) 3666-3679, (2011).
- [14]: J.Schnieders, Comparison of the energy yield predictions of stationary and dynamic solar collector models and the models accuracy in the description of a vacuum tube collector, Solar Energy 61 (3) 179-190, (1997),
- [15]: W. Zima, P. Dziewa, Modelling of liquid flat-plate solar collector operation in transient states, Proc. of the Institution of Mechanical Engineering Part A: Journal of Power and Energy 225 (1) 53-62, (2011),



# *Annexes*

## **Annexe A: Température et rayonnement solaire global d'un climat semi-aride (de six mois de l'année 1999)**



## **Annexe B: Type de capteur solaire et valeurs thermo-physiques des composants du collecteur**

### **B.1: Tableau classification des capteurs solaires**

	Type de capteur	Rapport de concentration pour rayonnement direct	Intervalle des Température T(°K)
Stationnaire	Capteur absorbeur plan	$C \leq 1$	$300 < T > 360$
	Tube sous vide	$C \leq 1$	$300 < T > 460$
Un axe	Reflecteur parabolique composé	$1 \leq C \leq 5$	$340 < T > 510$
		$5 \leq C \leq 15$	$340 < T > 560$
	Reflecteur parabolique	$15 < C \leq 40$	$340 < T > 560$
	Reflecteur Fresnel	$10 < C > 40$	$340 < T > 540$
	Reflecteur cylindro parabolique	$10 < C > 50$	$340 < T > 540$
Deux axes	Reflecteur disque parabolique	$100 < C > 1000$	$340 < T > 1200$
	Reflecteur sphérique	$100 < C > 300$	$340 < T > 1000$
	Champs d'Héliostat	$100 < C > 1500$	$340 < T > 3000$

### **B.2 : Tableau 2 : Propriétés thermique de quelque matériaux**

Materiel	Conductivité thermique (W/m.°K)	Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur massique (J/kg.°K)	Absorptivité	Emissivité
Cuivre	384	8900	398	0.25	0.02
Aluminium	204	2700	879	0.63	0.09
Acier inoxydable	14	7800	460	0.01	0.04

### **B.3 : Tableau 3 : Propriétés optiques de quelques surfaces sélectives**

Support et traitement	Absorptivité de la surface	Emissivité de la surface	Effet de l'humidité
Acier et nickel noir sur nickel	0.95	0.07	Variable
Acier et chrome noir sur nickel	0.95	0.09	Sans effet
Acier et chrome noir	0.91	0.07	Oxydation rapide
Cuivre et chrome noir	0.95	0.14	Peu d'effet
Acier galvanisé et chrome noir	0.95	0.16	Couche sélective pèle rapidement
Cuivre et cuivre noire	0.88	0.15	/
Acier et oxyde de fer	0.85	0.08	Peu d'effet
Aluminium et oxyde de manganèse	0.70	0.08	/
Acier et couche organique sur oxyde de fer	0.90	0.16	Peu d'effet
Acier et couche organique sur chrome noir	0.94	0.2	Peu d'effet

### **B.4 : Tableau 4 : Propriétés optique et thermique des différentes surfaces transparentes**

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

**B.5: Tableau 5 : Emissivité de quelques matériaux**

Matériau	Température (°C)	Emissivité
Aluminium nu après laminage	170	0.04
Aluminium anodisé noir	50	0.98
Béton	20	0.93
Glace lisse	0	0.97
Fer poncé	20	0.24
Verre	90	0.94
Cuivre légèrement vernis	20	0.04
Cuivre Oxydé	130	0.76
Acier trempé	200	0.52
Acier oxydé	200	0.79

**B.6 : Tableau 5 : Propriétés thermiques des matériaux qui servent d'isolant.**

Matériau	Conductivité thermique (W/m.°K)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur massique (J/kg.°K)	Diffusivité thermique 10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> /s
Air à 20°C	0.025	1.2	1003	208
Mousse de polyurethane	0.029	30	1600	6
Laine de verre	0.036	40	840	10.7
Polystyrène expansé	0.04	20	1500	13.3
Laine de roche	0.04	40	840	11.9
Laine (vêtement)	0.04	450	1880	0.47
Feutre d'amiante	0.047	116	800	5.1
Liège expansé	0.048	120	1380	2.9
Perlite	0.048	60	840	9.5
Silicate de calcium	0.052	200	920	2.8

---

Magnésie	0.055	200	880	3.1
Béton cellulaire	0.075	280	800	3.3
Vermiculite	0.09	80	880	12.8
Papier journal comprimé	0.105	130	1340	6
Bois de pin	0.118	500	1210	1.95
Papier	0.14	700	1340	1.5
Bois de sapin	0.144	535	272	9.9
Caoutchouc	0.153	1200	2170	0.6
Pvc	0.166	1380	1000	1.2
Bois de chêne	0.198	825	2400	1.0
Plâtre	0.35	800	800	5.5
Brique	0.697	1700	900	4.6

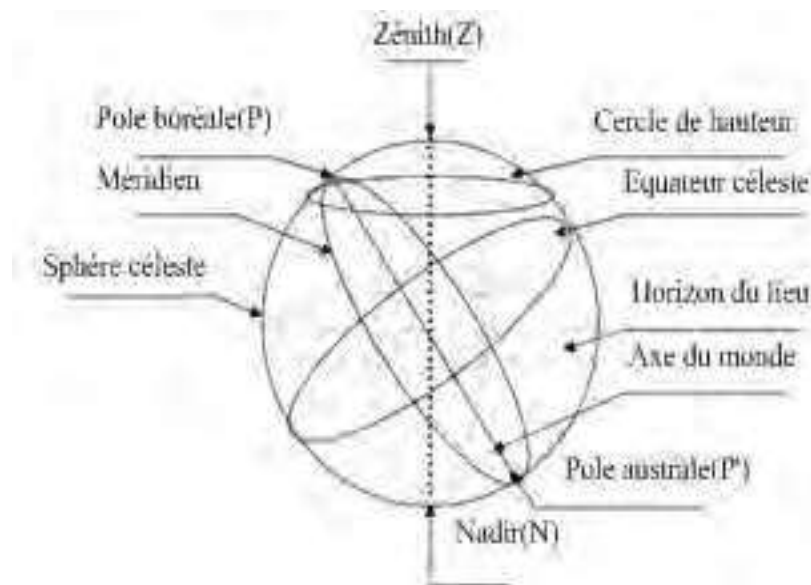
## **Annexe C : Le gisement solaire**

Afin d'exploiter au mieux l'énergie solaire et pour un bon dimensionnement des installations solaires, il est nécessaire de connaître quantité de l'énergie solaire horaire reçue à chaque heure de la journée pendant la période de chauffe.

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

### **C.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 C.1.



**Figure C.1** : La sphère céleste

### **C.2 Mouvements de la terre**

La trajectoire de la terre autour du soleil est une ellipse dont le soleil est l'un des foyers figure C.2. 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 149 675 106 km .

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  $23^{\circ}27'$ .

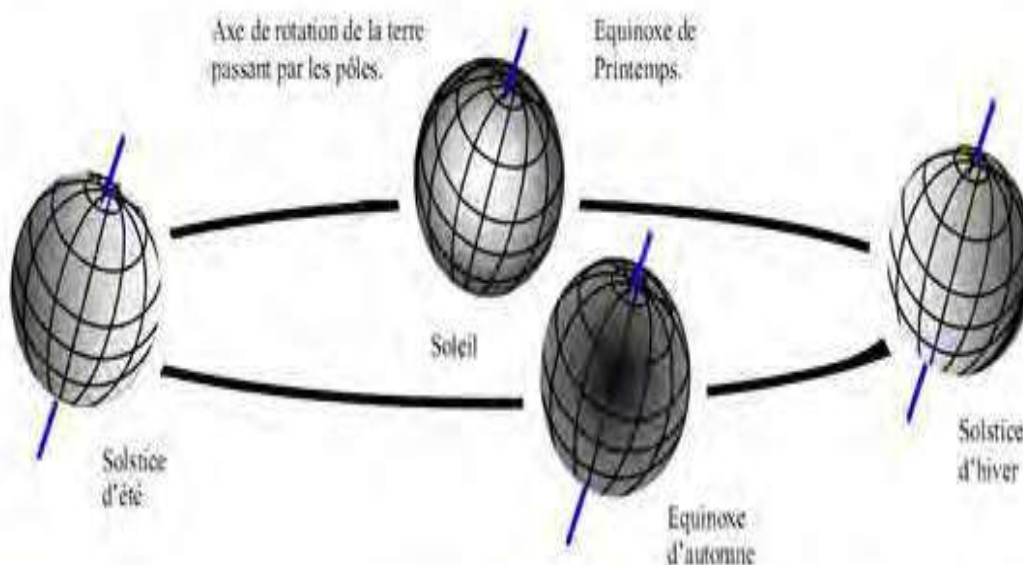


Figure C.2 : Schématisation du mouvement de la terre autour du soleil

### C.3 Coordonnées célestes

#### C.3.1 Les coordonnées géographiques terrestres ( $\varphi$ , $L$ )

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

- **La latitude  $\varphi$**  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 .
- **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

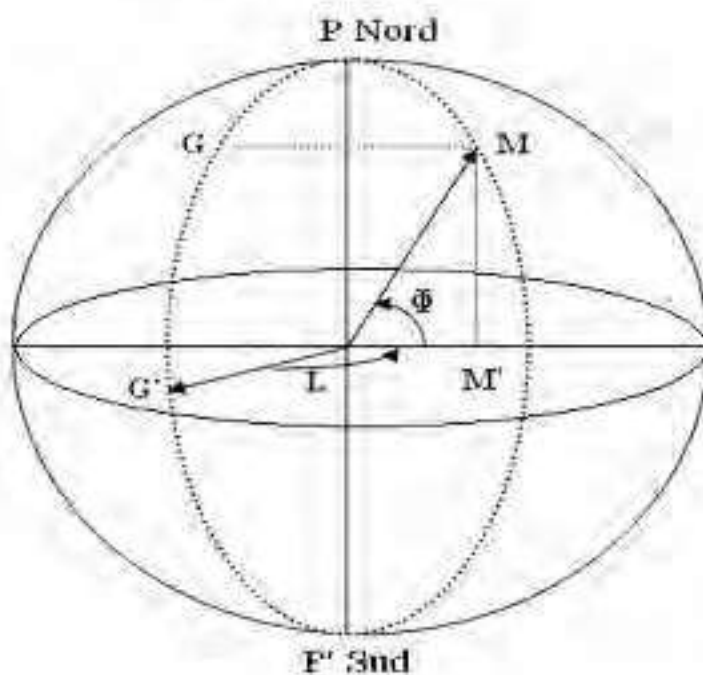


Figure C.3 : Les coordonnées géographiques terrestres

### C.3.2 Les coordonnées horaires

- **La déclinaison ( $\delta$ )**, est l'angle formé par la direction du soleil avec le plan équatorial, elle varie au cours de l'année entre  $-23.45^\circ$  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 :

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

Où :

$\delta$ : La déclinaison mesurée en degrés.

$nj$  : 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

### C.3.3 Les coordonnées horizontales ( $h$ , $a$ )

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

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

- **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  $0^\circ$  pour le sud à  $180^\circ$  pour le nord;  $a$  est compté négativement vers l'est et positivement vers l'ouest .

On peut écrire trois expressions scalaires appelées formules de Gauss reliant entre elles les coordonnées  $a$ ,  $h$ ,  $\omega$ ,  $\delta$  pour une latitude donnée:

$$\cos(h) \cdot \sin(a) = \cos(\delta) \cdot \sin(\omega) \quad (C. 2)$$

$$\cos(h) \cdot \cos(a) = \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \cdot \sin(\varphi) - \sin(\delta) \cdot \cos(\varphi) \quad (C. 3)$$

$$\sin(h) = \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \cdot \cos(\varphi) + \sin(\delta) \cdot \sin(\varphi) \quad (C. 4)$$

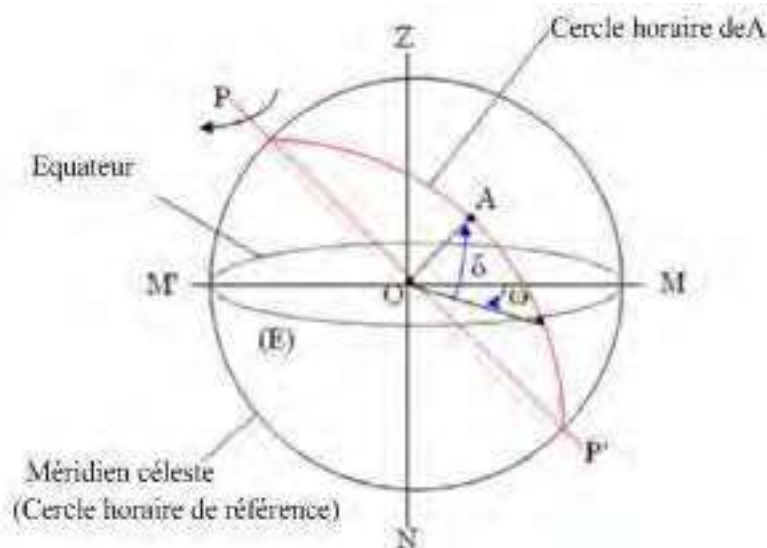


Figure C.4 : Les coordonnées horaires

### 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.



#### C.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  $\omega$ . Il est donné sous la forme suivante:

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

$\omega$  : en degré.

$\omega = 0$ , TSV = 12h. 00

$\omega < 0$ , la matinée.

$\omega > 0$ , l'après-midi.

#### C.4.2 Le Temps Solaire Moyen (T.S.M)

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

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

Avec :

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

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

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

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

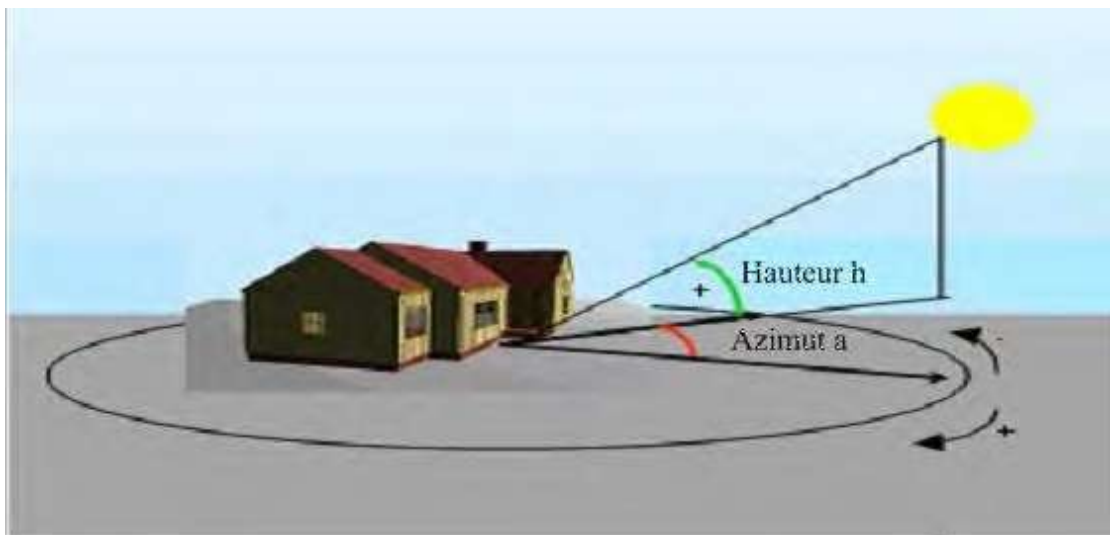


Figure C.5 : Les coordonnées horizontales

#### 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) :

$$\text{TU} = \text{TSM} - (L/15) \quad (\text{C. 8})$$

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.

$\text{TU} = \text{TSM}$  ; pour le méridien de Greenwich.

#### C.4.4 Le Temps Légal (T.L)

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

$$\text{TL} = \text{TU} + \Delta H \quad (\text{C. 9})$$

Où :  $\Delta H$  : Le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considéré.

#### C.4.5 Le Temps Civil

Il représente le temps qui a pour origine minuit .

### C.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.

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

$$I_C = I_0 \left[ 1 + 0.0034 \cos 30 m - 1 + n \right] \quad (\text{C. 10})$$

Où :

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

m : Numéro du mois dans l'année.

n : Numéro du jour dans le mois.

### C.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.

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

$I_G$  : Eclairement solaire global.

$I_D$  : Eclairement solaire direct.

$I_d$  : Eclairement solaire diffus.

#### C.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 est :

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

a et b étant des coefficients de trouble du ciel:

#### C.6.2 Eclairement diffus $I_d$

C'est la part du rayonnement solaire qui est réfléchi ou 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 ( $\varphi_1$ ) par le sol ( $\varphi_2$ ) .

$$I_d = \varphi_1 + \varphi_2$$

(C. 13)

$I_d$  : Intensité du rayonnement diffus.

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

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

$$\varphi_0 = I_c \times \sin(h) \times 0.271 - 0.2939 \times \exp(-b \sin(h)) \quad (\text{C. 16})$$

$\rho$  : Albédo du sol.

Conditions normales

Ciel dégagé

Pour Zone industrielle

a 0.88 0.87 0.91

b 0.26 0.17 0.43

### C.6.3 Eclairage global IG

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

$$IG = ID + Id \quad (C. 17)$$

### C.7 Direction des rayons solaires par rapport à un plan

Considérons un plan quelconque caractérisé par deux angles  $\alpha$  et  $\gamma$  :

$\alpha$ : 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.

$\gamma$  = Angle entre le plan horizontal et le plan considéré.

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

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

Soit :

$N$  : Le vecteur unitaire porté par la direction des rayons solaires.

$n$  : Le vecteur unitaire porté par la normale à la surface.

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

$$\sin^2(i) = \sin^2(\alpha) \times \cos^2(h) + \cos^2(\alpha) \times \sin^2(\gamma)$$

$$\cos^2(i) = \cos^2(\alpha) \times \cos^2(h) + \sin^2(\alpha) \times \sin^2(\gamma)$$

$$\sin^2(i) = \sin^2(\alpha) \times \cos^2(\gamma) + \cos^2(\alpha) \times \sin^2(\gamma)$$

$$\cos^2(i) = \cos^2(\alpha) \times \cos^2(\gamma) + \sin^2(\alpha) \times \sin^2(\gamma)$$

$$N \times n = n \times N \times \cos i = \cos i \quad (C. 18)$$

$$N \times n = \sin a \times \cos h \times \sin \alpha \times \cos \gamma + \cos a \times \cos h \times \cos \alpha \times \cos \gamma$$

$$+ \sin(h) \times \sin(\gamma) = \cos(i) \quad (C. 19)$$

$$\text{Donc : } \cos i = \cos h \times \cos \gamma \times \cos a - \alpha + \sin(h) \times \sin \gamma \quad (C. 20)$$

### Formule de « $\cos(i)$ » en coordonnées horaire (C.21)

$$\cos i = \cos \delta \times \sin \omega \times \sin \alpha \times \cos \gamma + \sin(\varphi) \times \cos(\omega) \times \cos(\delta) - \cos(\varphi) \times \sin(\delta) \times \cos(\alpha) \times \cos(\gamma) + \cos(\varphi) \times \cos(\omega) \times \cos(\delta) + \sin(\varphi) \times \sin(\delta) \times \sin(\gamma)$$

### Cas particuliers

Surfaces horizontales :  $\gamma = \pi/2$

$$\cos(i) = \cos(\varphi) \times \cos(\omega) \times \cos(\delta) + \sin(\varphi) \times \sin(\delta) \quad (C. 22)$$

Surfaces verticales:  $\gamma = 0$

-Surfaces verticales orientées vers le Sud:  $\alpha = 0$

$$\cos(i) = \sin(\varphi) \times \cos(\omega) \times \cos(\delta) - \cos(\varphi) \times \sin(\delta) \quad (C. 23)$$

-Surfaces verticales orientées vers le Nord:  $\alpha = \pi$

$$\cos(i) = \cos(\varphi) \times \sin(\delta) - \sin \varphi \times \cos \omega \times \cos \delta \quad (C. 24)$$

-Surfaces verticales orientées vers l'Est :  $\alpha = -\pi/2$

$$\cos(i) = -\cos(\delta) \times \sin(\omega) \quad (A. 25)$$

- Surfaces verticales orientées vers l'Ouest:  $\alpha = +\pi/2$

$$\cos(i) = \cos(\delta) \times \sin(\omega) \quad (C. 26)$$

- Surface orientée vers le Sud et inclinée d'un angle  $\beta$  par rapport à l'horizontale :

$$\cos(i) = \cos(\delta) \times \cos(\omega) \times \cos(\varphi - \beta) + \sin(\delta) \times \sin(\varphi - \beta) \quad (C. 27).$$

## Résumé:

Le chauffage des locaux par plancher à stockage de chaleur dans la masse du béton a suscité ces dernières années un gain d'intérêt en vers l'utilisation rationnelle d'énergie à basse température pour le bâtiment. Cependant, si le dimensionnement des planchers chauffants est bien maîtrisé, leur comportement thermique en régime dynamique est assez difficile à appréhender à cause de l'inertie thermique importante de la dalle et encore avec les effets conjugués des apports solaires sur la surface supérieure du plancher et l'interaction des conditions climatiques extérieures rendent difficile la régulation de ce système de chauffage par des stratégies conventionnelles de contrôle, en conséquence il compte sur une analyse numérique des méthodes simplifiées attribuées soit unidimensionnelles ou facteurs de réponse pour atteindre une efficacité énergétique supérieure en matière d'économie et de confort. Cependant, une étude de la dissipation thermique d'un plancher chauffant associé à une pompe à chaleur eau-eau sous un climat nordique semi-aride est établie pour atteindre une modélisation dynamique rigide de la balance de l'échange thermique de la masse du plancher et son entourage. Les performances réalisées par le système sont significatives et l'usage de l'eau chaude solaire en association avec la pompe à chaleur offre une souplesse de dissipation de convaincre les impacts climatiques est de tracer pour des températures de consigne voulues de l'ambiance intérieure de l'enveloppe à chauffée.

**Mots-clés :** Capteur solaire - Pompe à chaleur - Plancher chauffant.

## Abstract :

The heating of premises by heat storage floor in the mass of the concrete has aroused in these last year, a gain of interest towards the rational use of energy at low temperature for the heating of residential buildings. However, if the design of the under-floor heating is well controlled, their thermal behavior in dynamic regime is quite difficult to apprehend because of the important thermal inertia of the slab and still with the combined effects of the solar contributions on the upper surface of the floor and the interaction of external climatic conditions make it difficult to regulate this heating system by conventional control strategies, therefore it relies on a numerical analysis of the simplified methods assigned either one-dimensional or response factors to achieve higher energy efficiency in terms of economy and comfort. However, a study of the heat dissipation of a floor heating associated with a water-water heat pump under a semi-arid northern climate is established to achieve a rigid dynamic modeling of the balance of heat exchange of the floor mass. and its surroundings. By addressing simplified models of thermal correlations, the performance achieved by the system is significant and the use of solar hot water in combination with the heat pump provides a flexibility dissipation to convince climatic impacts is to plot for desired target set of temperatures of the indoor of the heated envelope.

**Keywords :** Solar pickup - heat pump - Floor heating.

## ملخص:

تم تحسين تدفئة المباني في السنوات الأخيرة بفضل كفاءة استخدام تخزين الطاقة بواسطة كتلة الخرسانة الطابق الأرضي. ومع ذلك، إذا كان تصميم التدفئة تحت الأرضية خاضعاً للتحكم جيداً، فسيكون من الصعب إدراك سلوكهم الحراري بسبب القصور الحراري المهم للبلاطة ومع التأثيرات المدمجة للمساهمات الشمسية على السطح العلوي للأرضية. مفهوم إستراتيجية لإدارة تغير المناخ وأثار تغير المناخ في سياق كفاءة الطاقة والاقتصاد. ومع ذلك، تم إجراء دراسة لتبديد الحرارة لتسخين الأرضية المرتبط بمضخة تسخين المياه بالماء في ظل مناخ شمالي شبه قاحل لتحقيق نموذج ديناميكي لتوازن التبادل الحراري لكتلة الأرضية. والمناطق المحيطة بها. من خلال معالجة النماذج المبسطة للارتباطات الحرارية، فإن الأداء الذي يحققه النظام مهم، كما أن استخدام المياه الحرارية الشمسية مع مضخة الحرارة يوفر تبديداً مرناً لتحقيق أي مناخ داخلي معين.

**الكلمات المفتاحية:** اللاقط الشمسي – المضخة الحرارية – التدفئة الأرضية.