

# Cours de l'énergie solaire thermique

préparé par :  
BOUARAOUR KAMEL

7 octobre 2020

## Avant-propos

Ce document est destiné aux étudiants de Master 1 académique en énergies renouvelables du système LMD. C'est le programme approuvé par le ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique depuis l'année universitaire 2015/2016 au niveau du territoire national. Ce support de cours commence par un chapitre qui met la lumière sur beaucoup de notions de base comme la température, le flux, l'énergie, ....., suivi par un chapitre qui traite les différents modes de transferts thermiques qui sont : la conduction, la convection et le rayonnement qui sont souvent présents dans les applications industrielles et les installations solaires, même dans les équipements à usage domestiques. L'avant dernier chapitre est consacré aux appareils de mesure du rayonnement thermique, et le dernier chapitre est consacré à l'étude des différents types des capteurs solaires, notamment le capteur plan vitré, ainsi que les différentes équations qui régissent les déperditions thermiques aux niveaux des différents constituants. Ce cours est souvent ré-enrichi par des tableaux et des figures démonstratifs.

Certains chapitres vont aider les étudiants à comprendre ou approfondir leurs connaissances dans plusieurs modules fondamentaux comme le transfert de chaleur et de masse, la mécanique des fluides et le module de gisement solaire. Un ensemble d'exercices que nous jugeons suffisants à ce stade est placé à la fin de ce document.

# Table des matières

<b>1</b>	<b>Généralités</b>	<b>6</b>
1.1	La notion de la température . . . . .	6
1.2	Les variables d'état . . . . .	6
1.3	La chaleur spécifique . . . . .	7
1.4	Le flux de chaleur . . . . .	7
1.5	L'équilibre thermique . . . . .	7
1.6	La notion d'énergie . . . . .	8
1.7	L'énergie interne d'un système . . . . .	8
1.8	Le changement de phase . . . . .	8
<b>2</b>	<b>Transferts thermiques et déperditions</b>	<b>10</b>
2.1	La conduction de chaleur . . . . .	10
2.1.1	Loi de Fourier . . . . .	10
2.1.2	Résistance thermique . . . . .	11
2.1.3	Équation générale de la chaleur . . . . .	12
2.2	Transfert de chaleur par convection . . . . .	12
2.2.1	Régime laminaire . . . . .	13
2.2.2	Régime turbulent . . . . .	13
2.2.3	Expression du flux de chaleur . . . . .	13
2.2.4	Etude de la convection naturelle . . . . .	13
2.2.5	Etude de la convection forcée . . . . .	14
2.2.6	La convection mixte . . . . .	14
2.3	Transfert de chaleur par rayonnement . . . . .	14
2.3.1	Le spectre électromagnétique . . . . .	14
2.3.2	L'angle solide . . . . .	15
2.3.3	Réception du rayonnement par un corps réel . . . . .	16
2.3.4	Absorption . . . . .	17
2.3.5	Réflexion et diffusion . . . . .	17
2.3.6	Transmission . . . . .	17
2.3.7	Milieu transparent et milieu opaque . . . . .	17
2.3.8	Émission . . . . .	17
2.3.9	Emittance énergétique . . . . .	18

2.3.10	Le corps noir . . . . .	18
2.3.11	Les lois du rayonnement thermique . . . . .	18
2.3.12	La loi de Planck . . . . .	18
2.3.13	La 1ère loi de Wien . . . . .	19
2.3.14	La 2ème loi de Wien . . . . .	19
2.3.15	La loi de Stefan-Boltzman . . . . .	19
2.3.16	La loi de Lambert . . . . .	20
<b>3</b>	<b>Appareils à rayonnement</b>	<b>21</b>
3.0.17	Introduction . . . . .	21
3.0.18	Le soleil . . . . .	21
3.0.19	Le radiomètre . . . . .	21
3.0.20	Le pyranomètre . . . . .	21
3.0.21	Le pyrhéliomètre . . . . .	22
<b>4</b>	<b>Les capteurs solaires</b>	<b>23</b>
4.1	Principe . . . . .	23
4.2	Application de l'énergie solaire thermique . . . . .	23
4.3	Les différents types des capteurs . . . . .	24
4.4	Capteur solaire plan . . . . .	24
4.4.1	Capteur solaire plan sans vitrage . . . . .	24
4.4.2	Capteur solaire plan vitré . . . . .	24
4.4.3	Bilan thermique d'un capteur solaire plan vitré . . . . .	25
4.4.4	Rendement d'un capteur solaire plan vitré . . . . .	26
4.5	Capteur solaire à tube sous vide . . . . .	27
4.6	Capteurs à concentration . . . . .	27
4.6.1	Concentrateurs cylindro-paraboliques . . . . .	28
4.6.2	Concentrateurs paraboliques . . . . .	28
4.6.3	Système de centrale à tour (héliostat) . . . . .	28

## Nomenclature

a : Diffusivité thermique  
C : Chaleur spécifique ( $J/Kg.K$ )  
D : Diamètre (m)  
e : Epaisseur (m)  
 $F_{ij}$  : Facteur de forme de rayonnement  
F : Coefficient de forme de conduction  
g : Accélération de la pesanteur ( $m/s^2$ )  
h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ( $W/m^2.K$ )  
I : Intensité énergétique (W)  
J : Radiosité (W)  
L : Longueur (m), Luminance (W)  
m : Débit massique ( $Kg/s$ )  
M : Emissance ( $W/m^2$ )  
Nut : Nombre d'unités de transfert  
P : Production de l'énergie interne  
Pe : Périmètre (m)  
Q : Quantité de chaleur (J)  
Qc : Débit calorifique  
r, R : Rayon (m), Résistance  
Rc : Résistance de contact  
S : Surface ( $m^2$ )  
t : Temps (s)  
T : Température (K)  
U : Vitesse ( $m/s$ )  
V : Volume ( $m^3$ )  
x, y, z : Variables d'espace (m)

## Lettres grecques

$\alpha$  : Coefficient d'absorption du rayonnement  
 $\beta$  : Coefficient de dilatation cubique ( $K^{-1}$ )  
 $\varepsilon$  : Emissivité  
 $\varphi$  : Densité de flux de chaleur ( $W/m^2$ )  
 $\Phi$  : Flux de chaleur (W)  
 $\lambda$  : Conductivité thermique ( $W/m.K$ ), longueur d'onde (m)  
 $\mu$  : Viscosité dynamique ( $kg.m^{-1}.s^{-2}$ )  
 $\nu$  : Viscosité cinématique ( $m^2/s^2$ )  
 $\eta$  : Rendement ou efficacité  
 $\Omega$  : Angle solide (Str)  
 $\rho$  : Masse volumique ( $kg/m^3$ ), coefficient de réflexion du rayonnement

$\sigma$  : Constante de Stefan-Boltzmann ( $W.m^{-2}.K^{-4}$ )

$\tau$  : Coefficient de transmission du rayonnement

### **Nombres sans dimensions**

Nu : Nombre de Nusselt

Bi : Nombre de Biot

Re : Nombre de Reynolds

Fo : Nombre de Fourier

Gr : Nombre de Grashof

Pr : nombre de Prantdl

# Chapitre 1

## Généralités

### 1.1 La notion de la température

La notion de température dérive des sensations de froid et de chaud que donne le toucher, il s'agit donc d'une notion très subjective. Il faut donc définir une grandeur (la température) dont l'évolution produit différents phénomènes tels que des variations. Suivant les points fixes choisis, on définit différentes échelles de température [1]. La température se mesure :

- en degrés Celsius ( $^{\circ}C$ ), échelle datant de 1742,
- en degrés Fahrenheit ( $^{\circ}F$ ),
- en degrés Kelvin (K), qu'elle date de 1852.

Les relations liant ces différentes échelles sont :

$$T(K) = T(^{\circ}C) + 273,15 \quad (1.1)$$

$$T(^{\circ}C) = \frac{5}{9}(T(^{\circ}F) - 32) \quad (1.2)$$

### 1.2 Les variables d'état

Ce sont les grandeurs physiques qui ont une influence significative sur le comportement du système comme par exemple la température (T), la pression (P), le potentiel chimique ( $\mu$ ) etc.... Ces variables d'état peuvent être des variables :

- **extensives** : fonctions de l'extension du système (masse, volume, entropie, quantité de chaleur...)
- **intensives** : indépendantes de la taille (extension) de ce système (pression, température, potentiel chimique...)[1]

### 1.3 La chaleur spécifique

La chaleur spécifique  $C$ , caractérise la nature du corps. C'est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à l'unité de masse pour élever sa température de 1 K. La chaleur spécifique s'exprime donc en  $J.Kg^{-1}.K^{-1}$ . Le produit  $m.C$  est la capacité calorifique qui s'exprime en  $J.K^{-1}$ [1]. On peut modifier la température en maintenant le corps à volume constant ou à pression constante. Les chaleurs spécifiques correspondantes sont notées  $C_v$  (évolution isochore) et  $C_p$  (évolution isobare). On retiendra que pour les solides et les liquides  $C_v \approx C_p$  On exprime la quantité de chaleur  $Q$  absorbée ou cédée par un corps de masse  $m$  dont la température évolue de  $T_{ini}$  (température initiale) à  $T_{fin}$  (température finale) par :

$$Q = mC(T_{fin} - T_{ini}) \quad (1.3)$$

- Si  $T_{ini} > T_{fin}$ ,  $Q < 0$ , il y a perte de chaleur pour le système étudié.
- Si  $T_{ini} < T_{fin}$ ,  $Q > 0$ , il y a gain de chaleur pour le système étudié.

### 1.4 Le flux de chaleur

On appelle flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface  $S$  par unité de temps :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} \quad (1.4)$$

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

$$\Phi = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt} \quad (1.5)$$

Où  $S$  est l'aire de la surface ( $m^2$ ).

### 1.5 L'équilibre thermique

Lorsque l'on place deux objets de masse  $m_1$  et  $m_2$ , l'un chaud de température  $T_1$ , l'autre froid de température  $T_2$ , dans une enceinte qui n'échange pas avec le milieu extérieur (on a donc affaire à un système isolé), le corps chaud se refroidit tandis que le corps froid se réchauffe et ce jusqu'à un état d'équilibre pour lequel les températures des deux corps s'égalisent. Comme la chaleur perdue par le corps chaud est gagnée par le corps froid on obtient la température d'équilibre :

$$T_{eq} = \frac{m_1 C_1 T_1 + m_2 C_2 T_2}{m_1 C_1 + m_2 C_2} \quad (1.6)$$

## 1.6 La notion d'énergie

L'énergie est généralement définie comme la capacité d'un système à réaliser un travail. La quantité d'énergie que possède un système représente la quantité de travail qu'il peut réaliser ou peut définir aussi l'énergie comme une grandeur physique qui existe sous différentes formes (électrique, mécanique, chimique, alimentaire). L'énergie se transforme d'une forme à l'autre mais toute conversion s'accompagne d'une dégradation de l'énergie 'Principe de Carnot'[2].

## 1.7 L'énergie interne d'un système

L'énergie interne d'un système, qui traduit l'agitation des particules et l'énergie liée aux forces d'interactions entre elles, ne dépend que de l'état du système. C'est donc une fonction d'état, elle retrouve la même valeur au bout d'un cycle thermodynamique. La variation d'énergie du système, qui évolue de l'état (ini) à l'état (fin) s'écrit :

$$DU = U_2 - U_1 \quad (1.7)$$

et ce quel que soit le chemin suivi pour passer de (ini) à (fin). L'énergie interne est une grandeur extensive. Ainsi, l'énergie interne d'un système constitué de n sous-systèmes d'énergie interne  $DU = U_2 - U_1$  est donnée par :

$$dU = dQ + dW \quad (1.8)$$

## 1.8 Le changement de phase

Un corps peut se présenter sous différents états ou phases en fonction des conditions de pression et de température auxquelles il est soumis : l'état solide, l'état liquide et l'état gazeux. Il y a changement de phase lorsque le système passe d'une phase à l'autre c'est à dire change d'état physique. La figure ci-dessous présente les principaux changements de phase [1].

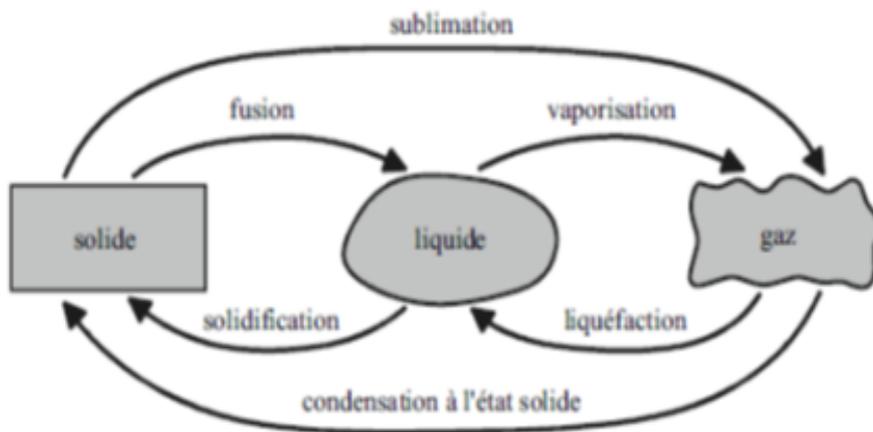


FIGURE 1.1 – Les changements de phase

# Chapitre 2

## Transferts thermiques et déperditions

### 2.1 La conduction de chaleur

C'est un mode de transfert de chaleur au sein d'un milieu solide, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : - Une transmission par les vibration des atomes ou molécules ; - Une transmission par les électrons libres. La figure suivante montre l'échange de

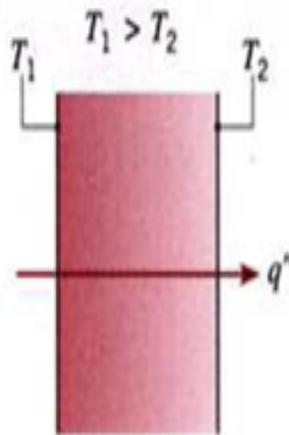


FIGURE 2.1 – Échange de la chaleur par conduction

chaleurs par conduction. La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier.

#### 2.1.1 Loi de Fourier

Il existé une relation linéaire entre la densité de flux thermique et le gradient de température. En tout point d'un milieu isotrope, la densité de flux thermique instantanée est proportionnelle à la conductivité thermique  $\lambda$  du milieu, et au gradient de température [3].

$$\Phi = -\lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}T} \quad (2.1)$$

ou

$$\Phi = -\lambda \cdot S \cdot \frac{\delta T}{\delta x} \quad (2.2)$$

Avec :

$\Phi$  : Flux de chaleur transmis par conduction (W).

$\lambda$  : Conductivité thermique du milieu (W/m. K).

$x$  : Variable d'espace dans la direction du flux (m).

$S$  : Aire de la section de passage du flux de chaleur ( $m^2$ ).

Pour un milieu isotrope, la conductivité thermique  $\lambda$  est une grandeur scalaire positive, caractéristique du milieu, fonction en général de  $T$ . Pour un milieu isotrope et homogène  $\lambda$  ne dépend pas de  $T$ .

Dans de nombreux cas pratiques, lorsque les écarts de température ne sont pas trop élevés, on peut considérer, avec une précision suffisante,  $\lambda$  comme une constante pour un milieu donné.

Tableau 1.1 : Conductivité thermique de certains matériaux

Matériau	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> . °C <sup>-1</sup> )	Matériau	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> . °C <sup>-1</sup> )
Argent	419	Plâtre	0,48
Cuivre	386	Amiante	0,16
Aluminium	204	Bois (feuillu-résineux)	0,12-0,23
Acier doux	45	Liège	0,044-0,049
Acier inox	15	Laine de roche	0,038-0,041
Glace	1,88	Laine de verre	0,035-0,051
Béton	1,4	Polystyrène expansé	0,036-0,047
Brique terre cuite	1,1	Polyuréthane (mousse)	0,030-0,045
Verre	1,0	Polystyrène extrudé	0,028
Eau	0,60	Air	0,026

### 2.1.2 Résistance thermique

Considérant l'intersection d'un tube de courant par deux surfaces isothermes de températures  $T_1$  et  $T_2$ . On définit la résistance thermique par la relation :

$$T_1 - T_2 = R \cdot \Phi \quad (2.3)$$

On reconnaît dans cette équation la forme générale de la loi d'Ohm :

$$E_1 - E_2 = R \cdot I \quad (2.4)$$

Dans laquelle les potentiels  $E$  sont remplacés par les températures et l'intensité  $I$  par le flux  $\Phi$ .

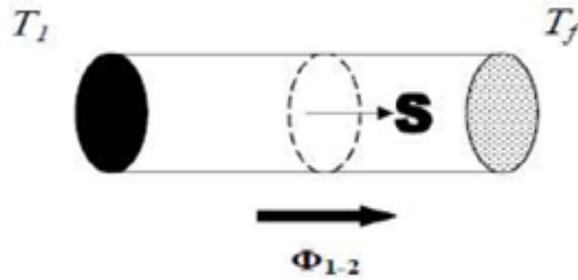


FIGURE 2.2 – Résistance thermique

### 2.1.3 Équation générale de la chaleur

Lorsqu'on écrit la loi de Fourier, on suppose implicitement que le champs de température  $T(x,y,z,t)$  est connu partout dans le matériau. Cette équation exprime la conservation d'énergie d'un élément infinitésimal de matière. Pour simplifier on suppose que :

1. La structure du solide est isotrope et homogène de conductivité thermique  $\lambda$ .
2. Les grandeurs physiques qui le caractérise sont constantes et indépendantes de la température.

3. Les sources de chaleur sont distribuées de manière uniforme dans le volume et génèrent une source de puissance par unité de volume  $P(x,y,z,t)$  :

- $P > 0$  si : les sources dégagent de la chaleur dans le volume du corps et donc ont tendance à l'échauffer.
- $P < 0$  si : les sources absorbent de la chaleur.

Elle s'écrit :

$$\vec{div}(\lambda \cdot \vec{grad}T) + P = \rho \cdot C_P \frac{\delta T}{\delta t} \quad (2.5)$$

$P$  : représente la production de chaleur en  $W/m^3$

$C_P$  : chaleur massique en  $J.Kg^{-1}.K^{-1}$

$\rho$  : masse volumique en  $Kg/m^3$ .

## 2.2 Transfert de chaleur par convection

C'est le mode de transfert qui s'effectue uniquement dans les milieux fluides, plus précisément dans les échanges thermiques entre une paroi et un fluide en mouvement.[2]. Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue : La convection naturelle (libre) : ou le mouvement est dû à l'action simultanée des différences des températures qui existe dans le milieu et d'un champs de forces massiques.[2]. La convection forcée : ou le mouvement du fluide est induit par un moyen mécanique (pompes, ventilateur, etc...)

Régime d'écoulement : Du fait que le transfert se fait dans un milieu fluide, il est nécessaire de rappeler quelque notion de mécanique de fluides et surtout les

deux régimes d'écoulements :

### 2.2.1 Régime laminaire

L'écoulement s'effectue en lames (couches) superposées pratiquement indépendantes ; les échanges qui s'effectuent entre eux sont d'origine moléculaire.

### 2.2.2 Régime turbulent

L'écoulement n'est pas unidimensionnel ; les particules fluides sont en mouvement aléatoire, dans ce cas la diffusion transversale est très importante.

### 2.2.3 Expression du flux de chaleur

L'analogie de Reynolds est établie par la liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur. En effet, dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur dans un tube, le profil de vitesse et celui de la température sont liés par une relation de similitude. Cette analogie montre que le gradient thermique est particulièrement important au voisinage de la paroi (dans les sous couches laminaires)[3]. Pour un écoulement de température  $T_f$ , sur une surface S ayant une température T le flux de chaleur s'écrit :

$$\Phi = hS(T - T_f) \quad (2.6)$$

### 2.2.4 Etude de la convection naturelle

Le mouvement du fluide induit par la différence des masses volumiques résultantes des gradients de température va donner naissance aux courants convectifs. Dans le cas de la convection naturelle le long d'une plaque plane on a :

$$\Phi = f(\rho, \lambda, \mu, C_p, \beta, g, L, \Delta T) \quad (2.7)$$

Le flux est une fonction des caractéristiques du fluides ; de la longueur de la paroi et l'écart de la température. En introduisant l'analyse adimensionnelle on en déduit une relation entre trois nombre qui sont :

$$Nu = f(Gr, Pr) = C(Gr, Pr)^m \quad (2.8)$$

où :

$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda}$  est le nombre du Nusselt qui caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$  est le nombre de Prantdl qui caractérise les propriétés thermiques du fluide et en particulier le couplage entre le transfert par diffusion de la quantité

de mouvement (viscosité cinématique) et par diffusion de la chaleur.

$Gr = \frac{g\beta\Delta T\rho^2L^3}{\mu^2}$  est le nombre de Grashof.

### 2.2.5 Etude de la convection forcée

Dans le cas de la convection forcée la relation liant le flux de chaleur transféré aux différentes variables peut être simplifiée à la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (2.9)$$

avec :  $Re = \frac{\rho V.D}{\mu}$  est le nombre de Reynolds. Il caractérise le régime d'écoulement du fluide. Dans le cas d'une conduite cylindrique on a :

Re < 2000 : régime laminaire

Re > 3000 : régime turbulent

### 2.2.6 La convection mixte

Dans le cas des applications à faibles débit, les mouvements fluides dus à la convection naturelle sont du mêmes ordre de grandeur que ceux du flux forcé du à la pompe ; ce qui donne lieu au deux convections naturelle et forcée en même temps, ce phénomène est appelé convection mixte.

## 2.3 Transfert de chaleur par rayonnement

Tous les corps, quel que soit leur état : solide, liquide ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie dit "thermique" s'effectue au détriment de l'énergie interne du corps émetteur. Une des particularités de ce rayonnement est qu'il peut se propager dans le vide.

- Lorsque le rayonnement est le même dans toutes les directions de l'espace on dit qu'il est isotrope.
- Lorsque la répartition spatiale du rayonnement est indépendante de la longueur d'onde on dit qu'il est homogène.

### 2.3.1 Le spectre électromagnétique

Les ondes sont caractérisées par leurs longueurs d'onde  $\lambda$  ou par leurs fréquences  $\nu$ , tel que :  $C = \lambda.\nu$ . Dans un milieu d'indice  $n$ ,  $C = \frac{C_0}{n}$   
 $C_0 = 3.10^8$  m/s est la vitesse de la lumière dans le vide.

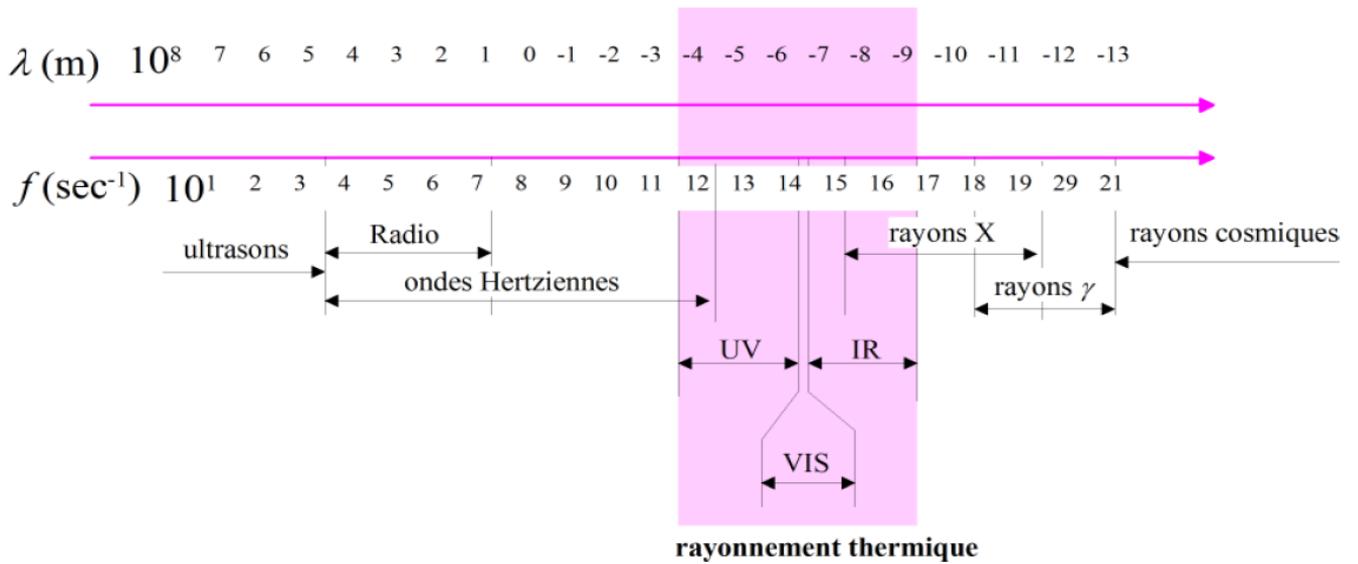


FIGURE 2.3 – Le spectre électromagnétique

### 2.3.2 L'angle solide

L'angle solide sous lequel depuis un point O on voit une surface S est par définition l'aire de la surface intersection de la sphère de rayon unité et du cône de sommet O s'appuyant sur le contour de la surface S.

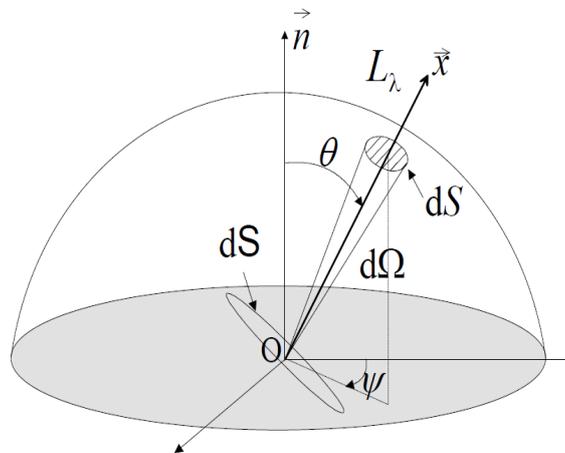


FIGURE 2.4 – L'angle solide

L'angle solide élémentaire  $d\Omega$  sous lequel est vu d'un point O le contour d'une petite surface  $dS$  (assimilée à une surface plane) peut être calculé par :

$$d\Omega = \frac{dS}{r^2} \quad (2.10)$$

$$dS = r^2 \sin(\theta) d\theta d\psi \quad (2.11)$$

donc :

$$d\Omega = \sin(\theta) d\theta d\psi \quad (2.12)$$

- La valeur d'un angle solide  $\Omega$  est comprise entre 0 et  $4\pi$ .
- Pour un cône de demi-angle au sommet  $\alpha$  :

$$\Omega = 2\pi(1 - \cos\alpha) \quad (2.13)$$

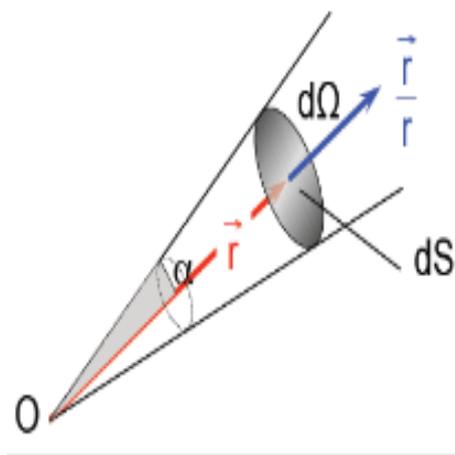


FIGURE 2.5 – L'angle solide

### 2.3.3 Réception du rayonnement par un corps réel

Le flux incident  $\Phi_i$  est défini comme la puissance surfacique du rayonnement incident en un point considéré de la surface du corps étudié (figure suivant). Une partie de l'énergie incidente est réfléchiée par la surface S, une autre partie est absorbée par le corps qui s'échauffe et le reste est transmis :

$$\Phi_i = \Phi_{abs} + \Phi_{trans} + \Phi_{ref} \quad (2.14)$$

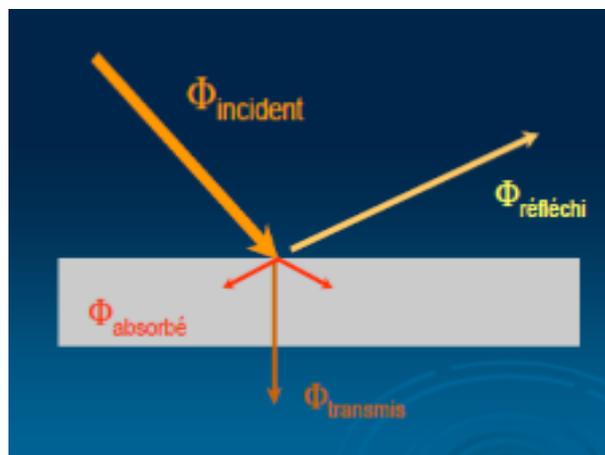


FIGURE 2.6 – Réception du rayonnement par un corps réel

### 2.3.4 Absorption

Il s'agit de l'opération inverse. Quand une surface reçoit un flux d'énergie, la fraction transformée en énergie interne est appelée flux absorbé (noté  $\Phi_{abs}$ ). Le rapport entre le flux absorbé et le flux incident est appelé coefficient d'absorption :

$$\alpha = \frac{\Phi_{abs}}{\Phi_i} \quad (2.15)$$

### 2.3.5 Réflexion et diffusion

Au lieu d'être absorbé, le rayonnement incident sur une paroi peut être directement renvoyé par la paroi. Dans ces conditions on distingue 2 cas :

- Le renvoi obéit aux lois de l'optique géométrique (un angle d'incidence, un angle de réflexion). Il s'agit alors de réflexion.
- Le renvoi se fait dans toutes les directions (même si l'on a une seule direction incidente), on parle alors de diffusion. On note que l'onde diffusée ou émise a la même fréquence que l'onde incidente. La somme de ces deux flux est notée  $\Phi_{ref}$ . Le rapport entre le flux réfléchi et le flux incident est appelé coefficient de réflexion :

$$\rho = \frac{\Phi_{ref}}{\Phi_i} \quad (2.16)$$

### 2.3.6 Transmission

Le rapport entre le flux transmis et le flux incident est appelé coefficient de transmission :

$$\tau = \frac{\Phi_{trans}}{\Phi_i} \quad (2.17)$$

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (2.18)$$

### 2.3.7 Milieu transparent et milieu opaque

Un milieu peut transmettre intégralement l'onde incidente, il est alors appelé milieu transparent. Le vide est un exemple de milieu transparent. En première approximation, le verre est aussi un milieu transparent pour des longueurs d'ondes dans le domaine du visible. Inversement, un corps ne transmettant aucune partie du rayonnement incident est dit corps opaque.

### 2.3.8 Émission

Un corps porté à une certaine température convertit son énergie interne (énergie microscopique) en rayonnement thermique. Une unité de surface d'un corps émet durant une unité de temps une quantité d'énergie appelée flux d'émission. On le note  $\varphi_{emi}$ .

### 2.3.9 Emittance énergétique

C'est le flux total émis par une surface rapporté à l'unité de cette surface exprimé en  $W/m^2$  :

$$M_T = \frac{d\Phi}{dS} \quad (2.19)$$

Cette émittance peut être définie en fonction de la longueur d'onde. Il s'agit alors de l'émittance monochromatique  $M_\lambda$  telle que :

$$M_T = \int_0^\infty M_\lambda d\lambda \quad (2.20)$$

### 2.3.10 Le corps noir

Un corps noir est une surface idéale (qui n'existe donc pas dans la nature) possédant les propriétés suivantes :

- Il absorbe tout éclairement indépendamment de la longueur d'onde et de la direction de cet éclairement.
- A une température de surface équivalente, le rayonnement d'un corps noir est plus grand que celui de toute autre surface.
- Le rayonnement d'un corps noir est isotrope.

### 2.3.11 Les lois du rayonnement thermique

### 2.3.12 La loi de Planck

La loi de Planck donne la répartition suivant la longueur d'onde du flux émis d'un corps noir à la température T.

$$M_\lambda = \frac{2\pi h C^2 \lambda^{-5}}{e^{\frac{c}{\lambda T}} - 1} (W/m^3) \quad (2.21)$$

$h = 6,6255 \cdot 10^{-34}$  J.s : la constante de Planck.

$k = 1,3805 \cdot 10^{-23}$  J/K : la constante de Boltzmann.

Dans le vide ( $n=1$ ) ou dans l'air sec, la loi de Planck se simplifie à :

$$M_\lambda = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1} (W/m^3) \quad (2.22)$$

$\lambda$  en m et T en K.

$$C_1 = 2\pi h C_0^2 = 3,741 \cdot 10^{-16} (W.m^2)$$

$$C_2 = \frac{h C_0}{K} = 0,014388 (m.K)$$

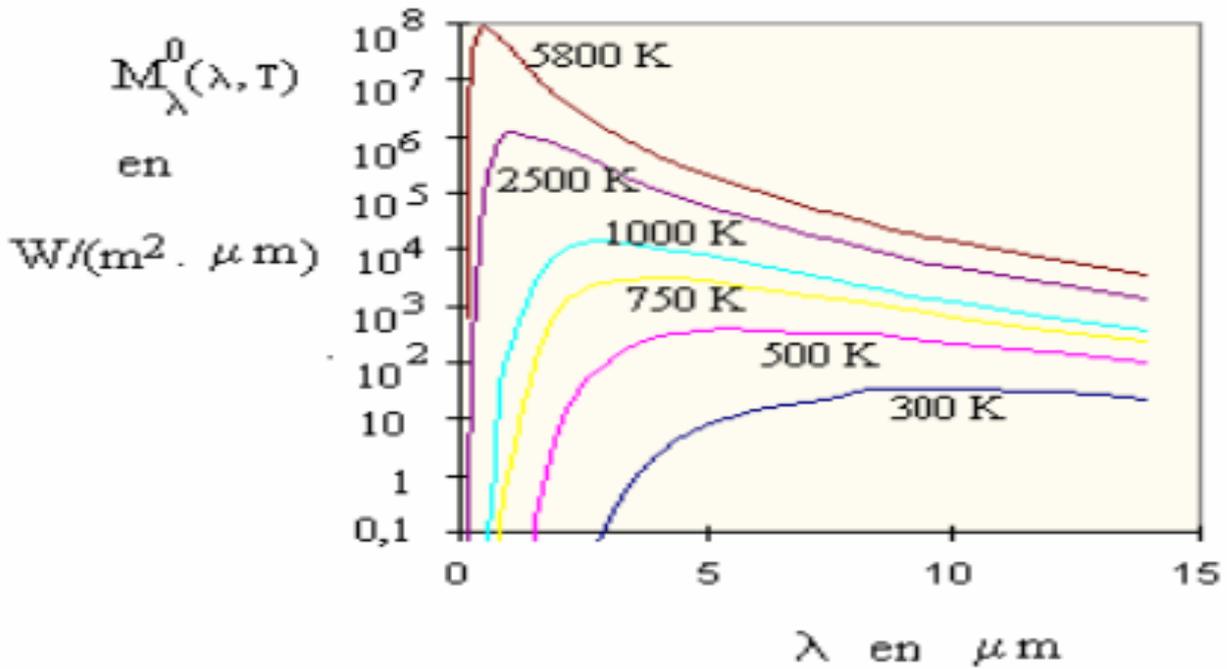


FIGURE 2.7 – L'émittance en fonction de la longueur d'onde

### 2.3.13 La 1ère loi de Wien

Cette loi permet d'exprimer pour quelle longueur d'onde  $\lambda_m$  l'émittance monochromatique est maximale. Il suffit d'annuler la dérivée de l'émittance :

$$\frac{dM_\lambda}{d\lambda} = 0 \tag{2.23}$$

On obtient alors une relation simple :

$$\lambda_m \cdot T = 2898 \tag{2.24}$$

### 2.3.14 La 2ème loi de Wien

Elle exprime la valeur de l'émittance monochromatique maximale. Pour cela il suffit de remplacer  $\lambda_m$  par sa valeur dans la loi de Planck.

$$M_{max} = B \cdot T^5 \tag{2.25}$$

Avec :

$B = 1,287 \cdot 10^{-11} \text{ W}/\mu\text{m} \cdot \text{m} \cdot \text{K}^5$  et T en Kelvin.

### 2.3.15 La loi de Stefan-Boltzman

La loi de Stéfán est la simple intégration de la loi de Planck sur l'ensemble des longueurs d'onde. Elle définit l'émittance totale du corps noir dans le vide en

fonction de sa température absolue.

$$M^0 = \sigma.T^4 \quad (2.26)$$

Avec la constante :  $\sigma = 5,67.10^{-8}(W.m^{-2}K^{-4})$

### **2.3.16 La loi de Lambert**

Les sources dont la luminance est indépendante de la direction obéissent à la loi de Lambert ( $L = L_{ox}$ ). Ces sources hémisphériques sont dites à émission diffuse ou isotrope. Dans ces conditions une relation lie la luminance à l'émittance d'un corps :

$$M = \pi.L \quad (2.27)$$

# Chapitre 3

## Appareils à rayonnement

### 3.0.17 Introduction

Le rayonnement solaire est l'énergie rayonnante émise dans l'espace interplanétaire sol. Ce rayonnement est généré à partir de réactions de fusion thermonucléaire se produisant dans le noyau solaire et de produire un rayonnement électromagnétique à des fréquences différentes ou des longueurs d'onde, qui il se propage alors dans l'espace aux vitesses typiques de ces ondes. Cette propagation vous permet d'apporter de l'énergie solaire avec eux.

### 3.0.18 Le soleil

Le soleil est une sphère gazeuse composée presque totalement d'hydrogène. Son diamètre est de 1391000 km (100 fois celui de la terre), sa masse est de l'ordre de  $2 \cdot 10^{27}$  tonnes [7]. Toute l'énergie du soleil provient des réactions thermonucléaires qui s'y produisent. Elles transforment à chaque seconde  $564 \cdot 10^6$  tonnes d'hydrogène en  $560 \cdot 10^6$  tonnes d'hélium, la différence (4 millions de tonnes) est dissipée sous forme d'énergie ( $E = mc^2$ ), ce qui représente une énergie totale de  $36 \cdot 10^{22}$  KW. La terre étant à une distance de  $150 \cdot 10^6$  km du soleil, elle reçoit approximativement une énergie de  $1,8 \cdot 10^{14}$  KW [7].

### 3.0.19 Le radiomètre

Le radiomètre est un appareil permettant de mettre en évidence l'énergie transportée par les radiations, il est constitué d'une ampoule de verre contenant de l'air à faible pression et un petit moulin à quatre pales ayant chacune une face noire et une face blanche. Il en résulte une dissymétrie dans l'absorption du rayonnement incident, qui provoque la mise en rotation du moulin [4].

### 3.0.20 Le pyranomètre

Le pyromètre est un radiomètre pour la mesure du rayonnement dans un plan, le rayonnement incident étant issu de l'ensemble de l'hémisphère situé au-dessus

de l'instrument [4].



FIGURE 3.1 – Pyranomètre pour la mesure du rayonnement global et diffus

### 3.0.21 Le pyréliomètre

Le pyréliomètre est un radiomètre muni d'un collimateur, pour la mesure du rayonnement solaire direct sous incidence normale [5].



FIGURE 3.2 – Pyréliomètre pour le mesure de rayonnement direct

# Chapitre 4

## Les capteurs solaires

### 4.1 Principe

Les capteurs thermo-solaires ont pour fonction de transformer, avec le meilleur rendement possible, l'énergie électromagnétique du rayonnement solaire en énergie thermique, à un niveau de température convenable pour l'utilisateur, et à transmettre cette chaleur au fluide caloporteur. Dans ce but, l'énergie solaire est absorbée par un corps, l'absorbeur, dans lequel circule le fluide caloporteur. Autour de l'absorbeur, divers dispositifs sont placés pour diminuer les pertes de chaleur qui ne seraient pas transmises au fluide et pour augmenter le niveau de température. On peut distinguer plusieurs grandes catégories de capteurs solaires : Selon le fluide caloporteur : les capteurs à eau, à air, à huile, à ébullition. Suivant la géométrie du capteur : les capteurs plans ou à concentration. Les premiers permettent d'atteindre des températures moyennes mais captent la totalité du flux solaire, alors que les seconds conduisent à de hautes températures mais ne captent que le rayonnement solaire direct.

### 4.2 Application de l'énergie solaire thermique

La chaleur produite par les capteurs peut être utilisée pour [6] :

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

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

d'absorber plus de 90 pour cent du rayonnement incident. L'énergie étant ainsi captée, il faut la transporter jusqu'à l'utilisation, au moyen d'un fluide caloporteur qui est en général de l'eau (ou antigel) ou de l'air [1].

### 4.3 Les différents types des capteurs

On peut capter directement le rayonnement solaire au moyen de panneaux solaires plans réceptifs, convenablement équipés et dénommés insolateurs, ou au moyen de miroirs ou de lentilles, qui modifient la direction des rayons solaires et généralement les concentrent avant la conversion en énergie utilisable, (captation indirecte). Les appareils de captation sont fixes (comme le sont généralement les insolateurs plans), ou orientables (comme c'est le cas des miroirs ou des lentilles solaires), l'orientation étant généralement assurée par un dispositif automatique. On peut aussi utiliser des appareils semi fixes, qu'on oriente de façon discontinue selon la direction du rayonnement incident [3].

### 4.4 Capteur solaire plan

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

#### 4.4.1 Capteur solaire plan sans vitrage

Généralement ils sont constitués de plastique polymère, aucun revêtement sélectif, pas de cadre ni d'isolation en arrière. Ils sont posés sur un toit ou sur un support en bois. Ces capteurs de faible coût présentent néanmoins des pertes thermiques vers l'environnement qui augmentent rapidement avec la température de l'eau, (particulièrement dans les endroits venteux). Les capteurs sans vitrage sont couramment utilisés pour des applications demandant une fourniture d'énergie à basse température (piscines, eau d'appoint en pisciculture, chaleur industrielle, etc.) ; dans les climats froids, ils sont habituellement utilisés exclusivement durant l'été à cause de leurs pertes thermiques élevées (figure 4.1).

#### 4.4.2 Capteur solaire plan vitré

Les capteurs à liquide avec vitrage comprennent une plaque absorbante noire munie d'un revêtement sélectif fixée dans un cadre entre un vitrage simple ou



FIGURE 4.1 – Capteur solaire sans vitrage

double et un panneau isolant arrière (figure 4.2). L'énergie solaire est ainsi emprisonnée dans le capteur (effet de serre). Ces capteurs sont couramment utilisés pour des applications à températures modérées (chauffage de l'eau sanitaire, chauffage de locaux, chauffage de piscines intérieures ouvertes toute l'année et chauffage pour procédés industriels)[6].

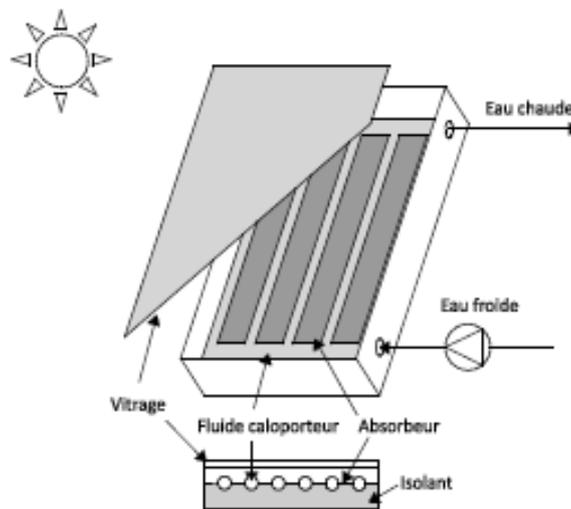


FIGURE 4.2 – Capteur solaire plan vitré

#### 4.4.3 Bilan thermique d'un capteur solaire plan vitré

Le bilan thermique de la plaque absorbante s'écrit :

$$\Phi_{sa} = \Phi_{p \rightarrow} + \Phi_u + \Phi_{st} \quad (4.1)$$

$\Phi_{sa}$  : Flux solaire absorbé

$\Phi_{p \rightarrow}$  : Flux perdu par la paroi absorbante

$\Phi_u$  : Flux utile transmis au fluide caloporteur

$\Phi_{st}$  : Flux stocké dans le capteur qui s'écrit :

$$\Phi_{st} = m.C_{eau} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.2)$$

#### 4.4.4 Rendement d'un capteur solaire plan vitré

On définit le rendement global moyen  $\bar{\eta}$  qui représente l'intégral du rendement sur une période définie par la relation :

$$\bar{\eta} = \int_0^t \eta = \int_0^t \frac{\Phi_u}{G.S} dt \quad (4.3)$$

Le rendement interne moyen  $\bar{\eta}_i$  est défini comme étant la puissance utile sur la puissance absorbée par le capteur pendant une période considérée.

$$\bar{\eta}_i = \int_0^t \eta_i = \int_0^t \frac{\Phi_u}{\Phi_a} dt \quad (4.4)$$

Le rendement optique moyen est défini comme étant l'intégral sur le temps du flux absorbé par la couverture du capteur sur l'éclairement solaire incident[5] :

$$\bar{\eta}_o = \int_0^t \eta_o = \int_0^t \frac{\Phi_a}{G.S} dt \quad (4.5)$$

où S est la surface captatrice et G est l'éclairement exprimé en Watt.

Les échanges convectifs pour un capteur plan vitré sont représentés dans la figure ci-dessous.

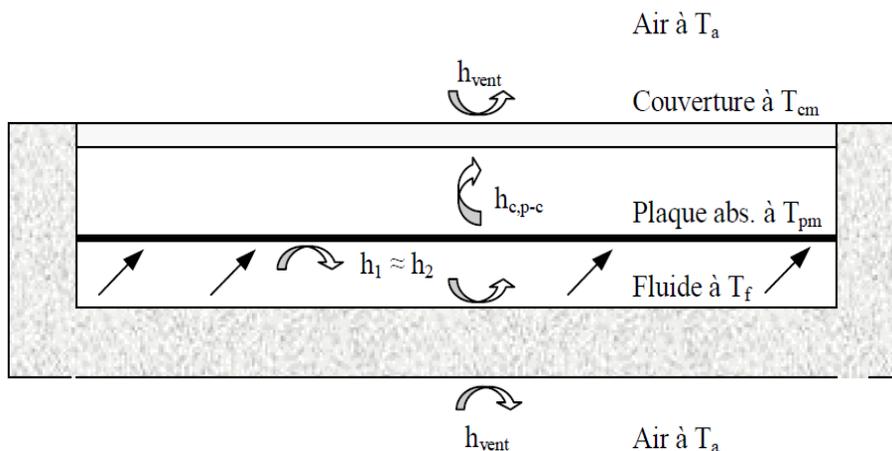


FIGURE 4.3 – Les flux convectifs dans un capteur solaire plan vitré

un calcul plus détaillé sur le bilan thermique des déperditions thermiques dans ce type des capteurs solaires est donné dans l'annexe qui se trouve à la fin de ce document.

## 4.5 Capteur solaire à tube sous vide

Un capteur solaire "sous vide" (figure 4.4) est composé d'une série de tubes transparents en verre de 5 à 15 cm de diamètre. Dans chaque tube il y a un absorbeur pour capter le rayonnement solaire et un échangeur pour permettre le transfert de l'énergie thermique. Les tubes sont mis sous vide pour éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur, celui-ci reçoit un traitement sélectif pour empêcher le rayonnement. Ainsi, on peut réaliser des capteurs solaires performants sans une isolation thermique ou un coffre de protection. La fabrication des tubes et l'assemblage des capteurs sont simplifiés, car il n'y a pas de soudures verre-métal. Par contre, les tubes thermos sont particulièrement fragiles au point de liaison avec le collecteur, où les parties extérieure et intérieure de chaque tube se rejoignent. En général, la pression dans l'espace vide est inférieure à 1Pa. Ainsi, les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur sont quasiment éliminées. Ces capteurs peuvent atteindre des températures élevées et les tubes sont inclinables, ce qui permet une utilisation en façade ou sur une toiture insuffisamment inclinée pour utiliser des capteurs plans. On note d'autres avantages par rapport aux capteurs plans notamment [6] :

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

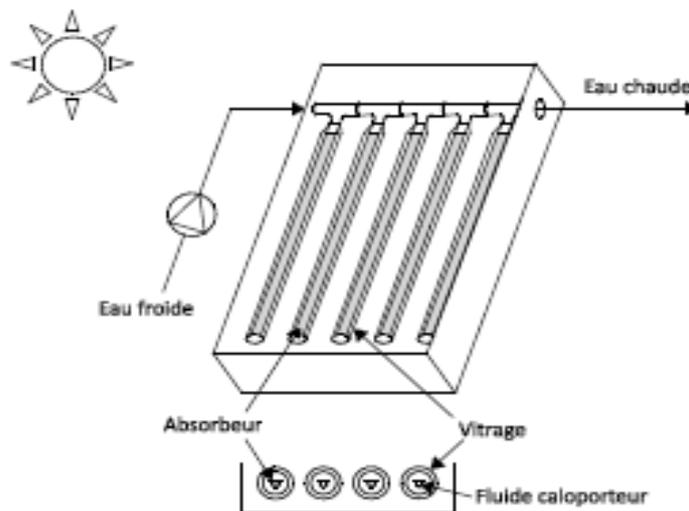


FIGURE 4.4 – Capteur solaire à tubes sous vide

## 4.6 Capteurs à concentration

Les capteurs plans ne permettent pas, en général, de dépasser  $130^{\circ}\text{C}$  au niveau de la surface absorbante. Cette température peu élevée constitue une limite au rendement thermodynamique des systèmes qui les utilisent. Il faut une surface de  $50\text{ m}^2$  par KW, et ces capteurs ne sont donc pas adaptés à la production de forte

puissance. Pour augmenter le rendement, il faut élever la température de la source chaude et, par conséquent, concentrer le rayonnement solaire en acceptant de perdre le bénéfice du rayonnement diffus non concentrable parce que n'ayant pas de direction privilégiée [6]. Les trois systèmes à concentration les plus importants pour l'application à grande échelle de l'énergie solaire sont :

#### 4.6.1 Concentrateurs cylindro-paraboliques

Les réflecteurs cylindro-paraboliques sont des systèmes en forme de « U » (figure 4.5). Ils concentrent les rayons du soleil sur un tube récepteur situé le long de la ligne focale du réflecteur [6]. Parfois un tube en verre transparent entoure le tube récepteur afin de réduire les pertes de chaleur. Ces concentrateurs utilisent souvent un système de pointeur solaire à simple ou à double axe. Les températures du récepteur peuvent atteindre 400°C.



FIGURE 4.5 – Concentrateur cylindro-parabolique

#### 4.6.2 Concentrateurs paraboliques

Ces capteurs utilisent des surfaces réfléchissantes paraboliques pour concentrer les rayons solaires dans le foyer où se trouve le récepteur (absorbeur) (figure 4.6). Naturellement ces concentrateurs doivent suivre le mouvement du soleil. Les systèmes à réflecteur parabolique peuvent atteindre des températures plus élevées (jusqu'à 1500°C) sur le récepteur.

#### 4.6.3 Système de centrale à tour (héliostat)

Un héliostat utilise un ensemble de pointeurs solaires à double axe qui dirige l'énergie du soleil vers un grand absorbeur situé dans une tour. Ces capteurs

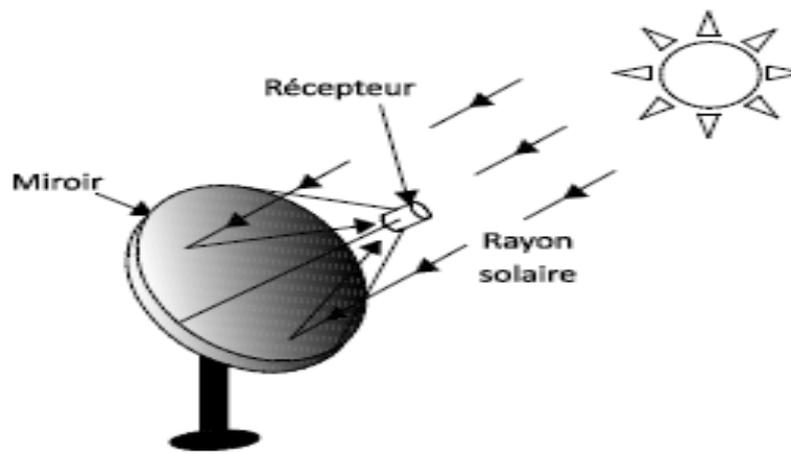


FIGURE 4.6 – Concentrateur parabolique

possèdent un ensemble de grands miroirs qui suit le mouvement du soleil. Les miroirs concentrent les rayons du soleil sur le récepteur en haut de la grande tour. Un ordinateur garde les miroirs alignés afin que les rayons du soleil, qui sont réfléchis, visent toujours le récepteur, où la température peut dépasser  $1000^{\circ}\text{C}$  (figure 4.7)



FIGURE 4.7 – Système de centrale à tour

## EXERCICES

### Exercice 1

En été et par beau temps, l'eau d'une piscine est à la température de 25 °C. La température de l'air est de 30 °C et celle du sol qui entoure la piscine est de 17 °C. Dans cette situation, donner un exemple où un transfert thermique a lieu :

- par conduction ;
- par convection ;
- par rayonnement.

### Exercice 2

Certaines douches solaires sont constituées d'un sac plastique noir dans lequel on place de l'eau et que l'on expose au Soleil. Identifier le mode de transfert thermique :

- du Soleil vers le sac plastique ;
- du sac plastique vers l'eau qu'il contient ;
- dans l'eau contenue dans le sac plastique.

### Exercice 3

- Exprimer en Kelvin, degrés Fahrenheit et degrés Rankine (température absolue dans le système anglo-saxon) les températures de 0°C, 50°C, 100°C, -17.78°C, -273.15°C.

- Déterminer la température à laquelle le nombre qui l'exprime est le même en °C et °F. Même question en K et en °R.

- On rencontre dans la littérature anglo-saxonne, la chaleur massique exprimée en Btu/lbF (Btu : British thermal unit, lbf : pound force). Calculer sa valeur dans le S.I. ainsi qu'en C.G.S. On donne 1lb=453.5g, 1Btu=1055 J.

- En utilisant les facteurs de conversion entre W et  $Btu.h^{-1}$ , m et ft, K et R, exprimer la constante de Stefan-Boltzmann :  $\sigma = 5,67.10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$  et le coefficient de convection h ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ ) en unité anglo-saxonne  $Btu.h^{-1}.ft^{-2}.R^{-4}$ . Les facteurs de conversion de W, m, et K sont donnés par :

$$1 W = 3.41214 Btu.h^{-1}$$

$$1 m = 3.2808 ft$$

$$1^{\circ}R = 1.8 K$$

- En utilisant les facteurs de conversion entre °C et °F, le coefficient de conversion entre W et de  $Btu.h^{-1}$ , m et ft, exprimer le coefficient de h ( $W.m^{-2}.^{\circ}C$ ) en unité anglo-saxonne ( $Btu.h^{-1}.ft^{-2}.^{\circ}F$ )

### Exercice 4

1) Quelle puissance rayonnée est émise par un être humain dont la peau est à 30°C ? La surface de peau moyenne est de 1,5 m<sup>2</sup> ; L'émissivité de la peau est

$\varepsilon = 0.98$ .

2) Après absorption par l'atmosphère, la terre reçoit sur sa surface un rayonnement solaire de  $440 \text{ W.m}^{-2}$ . Quelle est sa température de surface? On donne  $\varepsilon = 1$ .

3) Quelle est la puissance rayonnée par  $m^2$  de sa surface émise par le soleil dont la température de surface est  $5900 \text{ K}$ ? Le soleil est un corps noir soit  $\varepsilon = 1$ .

### Exercice 5

Calculer la perte calorifique au travers d'un mur en briques de  $8 \text{ cm}$  d'épaisseur,  $4 \text{ m}$  de hauteur et de  $2 \text{ m}$  de largeur. Les températures des deux faces du mur sont respectivement de  $35^\circ\text{C}$  et de  $3^\circ\text{C}$ . ( $\lambda = 0,69 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )

### Exercice 6

Le mur d'un four comporte trois couches de matériaux différents accolées les unes aux autres :

- Une couche de briques réfractaires ( $\lambda = 1,21 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ );
- Une couche de revêtement calorifuge ( $\lambda = 0,08 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ );
- Une couche de briques ( $\lambda = 0,69 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ).

Chaque couche a une épaisseur de  $10 \text{ cm}$ . La température est de  $872^\circ\text{C}$  à l'intérieur du four et de  $32^\circ\text{C}$  à l'extérieur. Si la surface du mur est de  $42 \text{ m}^2$  :

- Calculer la perte calorifique par conduction pendant 24 heures.
- Quelle est la température  $T_m$  au milieu du revêtement ?

### Exercice 7

Pour chauffer une chambre de volume  $40 \text{ m}^3$ , on utilise un radiateur électrique. La pièce est à  $14^\circ\text{C}$  et on désire une température de  $19^\circ\text{C}$ . On néglige les échanges thermiques avec l'extérieur. Données :  $1 \text{ L}$  d'air a une masse de  $0,0013 \text{ kg}$ .

La masse volumique de l'air :  $C_{air} = 1003 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

La résistance interne du radiateur est  $R = 20 \Omega$ .

Rappel : puissance perdu par effet Joule :  $P = R.I^2$

- Calculer la masse d'air contenu dans la chambre.
- Calculer l'énergie thermique qu'il faut apporter à cette pièce pour que la température atteigne  $19^\circ\text{C}$ .
- Calculer l'intensité  $I$  du courant nécessaire pour atteindre cette température en 15 minutes.

### Exercice 8

Le capteur solaire d'un chauffe-eau solaire est constitué d'une boîte fermée par une plaque de verre, sa surface est de  $2 \text{ m}^2$ . Placé sur le toit, ce capteur permet de fournir l'eau chaude d'une maison individuelle, dans une région bien ensoleillée.

Données :

- Masse volumique de l'eau :  $\rho_{eau} = 1000 \text{ kg.m}^{-3}$

- Capacité thermique massique de l'eau :  $C_{eau} = 4180 \text{ J.kg}^{-1}.K^{-1}$ .

Un essai d'utilisation de cet appareil, pendant une période ensoleillée (puissance solaire estimée à  $800 \text{ W.m}^{-2}$ , a donné les résultats suivants :

- débit de l'eau circulant dans le capteur :  $D = 20 \text{ L.h}^{-1}$ .

- température d'entrée de l'eau :  $\theta_1 = 15^\circ\text{C}$ .

- température de sortie de l'eau :  $\theta_2 = 40^\circ\text{C}$ .

1°/ Identifier le mode de transfert de l'énergie du soleil au panneau solaire.

2°/ Calculer la quantité de chaleur absorbée par l'eau circulant dans le capteur pendant une heure. Exprimer le résultat en kJ et en kW.h.

3°/ Calculer la puissance thermique du chauffe-eau lors de l'essai.

4°/ Définir le rendement du chauffe-eau. Calculer ce rendement.

### Exercice 9

Un tube cylindrique est refroidi par convection forcée à l'aide d'un courant d'eau. L'écoulement est turbulent de vitesse 3 m/s. Le tube a un diamètre interne égal à 2 cm et la température de la paroi est  $75^\circ\text{C}$ . Trouver, le coefficient de transfert de chaleur, si on admet que les températures d'entrée et de sortie de l'eau sont  $20^\circ\text{C}$  et  $50^\circ\text{C}$ , respectivement. On donne les propriétés physiques de l'eau à  $35^\circ\text{C}$  :

$\rho = 1000 \text{ kg.m}^{-3}$ ;  $\mu = 10^{-3} \text{ kg.m}^{-1}.s^{-1}$ ;  $C_p = 4186 \text{ J.kg}^{-1}.K^{-1}$  et  $\lambda = 0.6 \text{ W.m}^{-1}.K^{-1}$ .

### Exercice 10

On considère une chambre chaude ayant une paroi verticale de hauteur 30,5 cm. La température de la surface interne est  $232^\circ\text{C}$  et la température ambiante est de  $38^\circ\text{C}$ . Trouver le coefficient de transfert de chaleur par convection et le flux de chaleur par unité de surface de la paroi. On néglige le transfert par rayonnement.

Pour  $T = 408 \text{ K}$ , on donne :  $\rho = 0,883 \text{ kg.m}^{-3}$ ;  $\mu = 2,29.10^{-5} \text{ kg.m}^{-1}.s^{-1}$ ;  $\lambda = 0,0337 \text{ W.m}^{-1}.K^{-1}$  et  $\text{Pr} = 0,689$ .

### Exercice 11

Un système est constitué d'un tube de longueur  $L=6\text{m}$  et de diamètres intérieur  $d_i = 20\text{mm}$  et extérieur  $d_e = 28 \text{ mm}$ . Sachant que la température de la paroi externe  $T_e = 95^\circ\text{C}$  et à l'extérieur du tube, il y a de l'air ambiant stagnant à une température  $T_a = 20^\circ\text{C}$  :

1. Préciser la nature des écoulements, ayant lieu à l'extérieur du tube.

2. Calculer le flux thermique perdu par convection  $\Phi_c$ , sachant que le nombre de Grashof est donné par :  $Gr = g.\beta_a.\Delta T.L^3/(\nu_a)^2$

À l'intérieur du tube circule de l'eau avec une vitesse moyenne  $V_m = 0,3 \text{ m/s}$ . On

vous demande de :

3. Préciser la nature de l'écoulement ayant lieu à l'intérieur du tube (laminaire ou turbulent).

4. Déterminer le coefficient de convection  $h_i$  lié à la surface intérieure. On donne les propriétés physiques :

• De l'air ambiant :  $\nu_a = 18.10^{-6} m^2/s$ ;  $\lambda_a = 0,030 W.m^{-1}K^{-1}$ ,  $\beta_a = 3,02.10^{-3} K^{-1}$  et  $Pr = 0,71$ .

• De l'eau :  $\nu_e = 0,50.10^{-6} m^2/s$ ;  $\rho_e = 985 kg.m^{-3}$ ;  $\lambda_e = 0,65 W.m^{-1}K^{-1}$ ,  $Pr = 3,1$  et  $g = 9,81 m.s^{-2}$ . On donne les corrélations :

$$Nu = 3,66 \text{ pour } Re \leq 2200$$

$$Nu = 0,023Re^{0.8}Pr^{1/3} \text{ pour } 10^4 \leq Re \leq 2.10^5$$

$$Nu = 0,53Ra^{1/4} \text{ pour } 10^4 \leq Ra \leq 10^9$$

$$Nu = 0,13Ra^{1/3} \text{ pour } 10^9 \leq Ra \leq 10^{13}$$

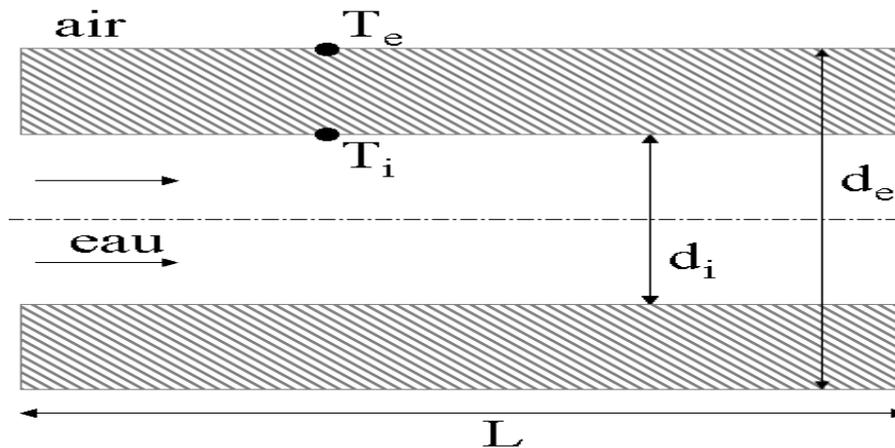


FIGURE 4.8 – Tube de transport d'eau

## Références Bibliographiques

- [1] J. Battaglia, A. kuziak and J. Puigalli, introductions aux transferts thermiques :cours et exercices corrigés, Dunod, 2010.
- [2] S. D. Kamel and R. Fateh, Modélisation de la consommation d'électricité basse tension en Algérie (1980-2014), mémoire de master 2017. [3] Yves Jannot, transferts thermiques, école des mines Nancy, 2012.
- [4] S. Houda, simulation d'un capteur solaire thermodynamique thermosiphon à eau : application au site de Ghardaia, mémoire Master, université de Ghardaia.
- [5] M. A. Amraoui, Etude numérique d'un capteur solaire plan à air : Influence de la forme de la rugosité, mémoire de Magister, université de Biskra , 2012.
- [6] Abbaza. D , Optimisation des paramètres de fonctionnement d'un plancher solaire direct (PSD), mémoire de Magister, université Mentouri Constantine 1, 2013.
- [7] C. Fröhlich, World radiometric reference : World Meteorologica Organization, Commission for instruments and methods of observation, report WMO 490, p : 108-112, 1978.

## ANNEXE

## ANNEXE : Bilan thermique d'un capteur solaire vitré

Les échanges thermiques convectifs entre la paroi absorbante et l'extérieur dans un capteur solaire couvert peuvent être schématisés comme indiqué sur la figure 4.3.

Hypothèses :

- On néglige l'inertie de l'absorbeur et du fond
- Les champs de température  $T_c$  de la couverture,  $T_p$  de l'absorbeur et  $T_b$  du fond sont uniformes
- La couverture est opaque vis-à-vis du rayonnement IR
- La couverture, l'absorbeur et le fond sont supposés être des corps gris avec des propriétés optiques différentes vis-à-vis du rayonnement solaire dans l'intervalle  $[0, 3\mu\text{m}]$  et vis-à-vis du rayonnement IR  $[>3\mu\text{m}]$

### Pertes thermiques vers le haut

Les pertes thermiques de l'absorbeur vers le haut peuvent s'écrire :

$$\phi^{\uparrow} = \phi_{c,p-c} + \phi_{r,p-c} = \phi_{c,c-a} + \phi_{r,c-a} - \phi_{s \rightarrow c}$$

Où :  $\phi_{c,p-c}$  Flux échangé par convection-conduction entre la paroi absorbante et la couverture

$\phi_{r,p-c}$  Flux échangé par rayonnement entre la paroi absorbante et la couverture

$\phi_{c,c-a}$  Flux échangé par convection entre la couverture et l'air extérieur

$\phi_{r,c-a}$  Flux échangé par rayonnement entre la couverture et le milieu extérieur.

$\phi_{s \rightarrow c}$  Flux solaire absorbé par la couverture transparente

Chacun de ces flux peut s'exprimer de la manière suivante :

- $\phi_{c,p-c} = h_{c,p-c} (T_p - T_c) S$  où  $h_{c,p-c}$  est le coefficient de transfert de chaleur entre deux surfaces parallèles délimitant un espace clos contenant de l'air, calculable par la corrélation présentée en annexe A.0.2.
- $\phi_{r,p-c}$  peut être calculé en considérant la paroi absorbante et la couverture comme deux surfaces parallèles infinies (la distance les séparant est faible devant leur largeur et leur longueur) grises et opaques (hypothèse de la couverture opaque au rayonnement IR), ces hypothèses permettent d'écrire :

$$\phi_{r,p-c} = \sigma \frac{T_p^4 - T_c^4}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} - 1} S \quad \text{que l'on peut aussi écrire : } \phi_{r,p-c} = h_{r,p-c} (T_p - T_c) S$$

$$\text{avec : } h_{r,p-c} = \sigma \frac{(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} - 1}$$

et :  $\alpha_{pi}$  Coefficient d'absorption de la plaque par rapport au rayonnement IR

$\alpha_{ci}$  Coefficient d'absorption de la couverture par rapport au rayonnement IR.

- $\phi_{c,c-a}$  qui dépend principalement de la vitesse du vent peut se calculer par :

$$\phi_{c,c-a} = h_{c,c-a} (T_c - T_a) S$$

le coefficient de convection étant calculable par la corrélation suivante où  $u_{\text{vent}}$  est la vitesse moyenne du vent :

$$h_{c,c-a} = h_{\text{vent}} = 5,7 + 3,8 u_{\text{vent}} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1})$$

- $\varphi_{r,c-a} = \sigma \alpha_{ci} (T_c^4 - \varepsilon_a T_a^4) S = \sigma \alpha_{ci} (T_c^4 - T_{\text{ciel}}^4) S$   
 Où :  $\varepsilon_a$  Emissivité de l'atmosphère calculable par les relations (1.15) ou (1.16)  
 $T_{\text{ciel}}$  Température équivalente du ciel  
 $T_c$  Température moyenne de la couverture.

On peut le mettre sous la forme :

$$\varphi_{r,c-a} = \sigma \alpha_{ci} (T_c^4 - \varepsilon_a T_a^4) S = \sigma \alpha_{ci} (T_c^4 - T_{\text{ciel}}^4) S$$

ou encore :  $\varphi_{r,c-a} = h_{r,c-a} (T_c - T_a) S$  avec :  $h_{r,c-a} = \frac{\alpha_{ci} (T_c^4 - \varepsilon_a T_a^4)}{T_c - T_a}$

- $\varphi_{s \rightarrow c} = \alpha_{cs} G^*(i, \gamma)$

Le flux perdu vers le haut par la plaque absorbante peut alors s'écrire :

$$\varphi_{p\uparrow} = (h_{c,p-c} + h_{r,p-c})(T_p - T_c) S = (h_{c,c-a} + h_{r,c-c})(T_c - T_a) S - \alpha_{cs} G^*(i, \gamma) S$$

*Remarque* : Dans le cas où  $\alpha_{cs} \approx 0$  (cas du verre), on obtient l'expression simplifiée suivante :

$$\varphi_{p\uparrow} = \frac{T_p - T_a}{\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_{c,c-a} + h_{r,c-a}}} S$$

### Pertes thermiques vers le bas

Les pertes thermiques du fond du capteur vers le bas peuvent s'écrire :  $\varphi_{b\downarrow} = \frac{T_b - T_a}{\frac{e_i}{\lambda_i} S + \frac{1}{h_{\text{vent}}}} S$

Où :  $\varphi_{c,p-b}$  Flux échangé par convection-conduction entre la paroi et le bas

$\varphi_{r,p-b}$  Flux échangé par rayonnement entre la paroi et le bas

$e_i, \lambda_i$  Epaisseur et conductivité thermique de l'isolant.

### Pertes thermiques totales

On obtient finalement :

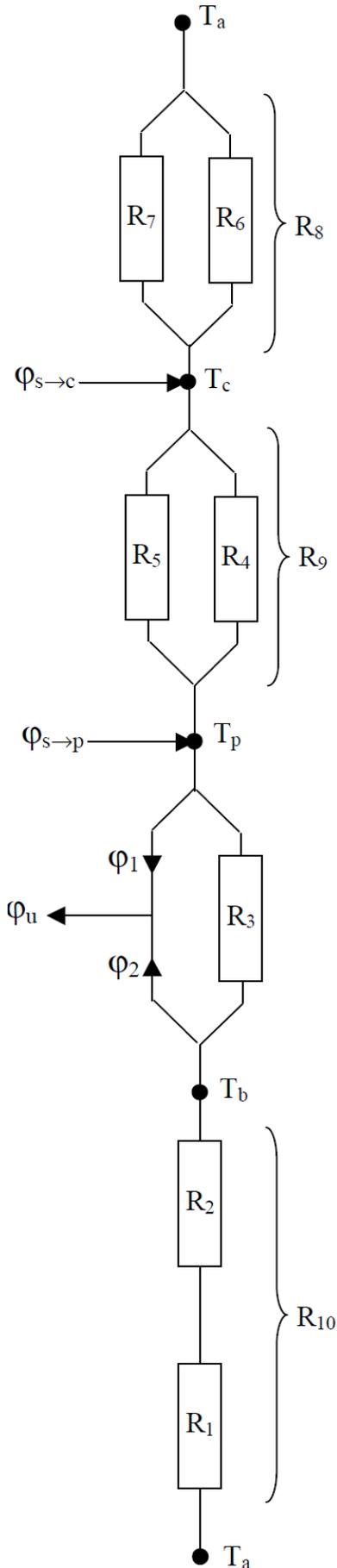
$$\frac{\varphi_p}{S} = \frac{\varphi_{p\uparrow}}{S} + \frac{\varphi_{b\downarrow}}{S} = \frac{T_p - T_c}{\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}}} + \frac{T_b - T_a}{\frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{\text{vent}}}}$$

que l'on peut mettre sous la forme :  $\varphi_p = h_p (T_p - T_a) S$

avec :

$$h_p = \frac{1}{T_p - T_a} \left( \frac{T_p - T_c}{\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}}} + \frac{T_b - T_a}{\frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{\text{vent}}}} \right)$$

Le schéma électrique équivalent des différents transferts thermiques est représenté sur la figure 2.3.



Les bilans thermiques aux nœuds s'écrivent :

$$\frac{\varphi_{s \rightarrow c}}{S} + \frac{T_p - T_c}{R_9} = \frac{T_c - T_a}{R_8}$$

$$\frac{\varphi_{s \rightarrow p}}{S} = \frac{T_p - T_c}{R_9} + \frac{T_p - T_b}{R_3} + \frac{\varphi_1}{S}$$

$$\frac{T_p - T_b}{R_3} = \frac{\varphi_2}{S} + \frac{T_b - T_a}{R_{10}}$$

Où :

$$R_1 = R_7 = \frac{1}{h_{\text{vent}}} \quad \text{avec } h_{\text{vent}} = 5,7 + 3,8 u_{\text{vent}}$$

$$R_2 = \frac{e_i}{\lambda_i}$$

$$R_3 = \frac{1}{h_{r,p-b}} \quad \text{avec } h_{r,p-b} = \sigma \frac{(T_p^2 + T_b^2)(T_p + T_b)}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_b} - 1}$$

$$R_4 = \frac{1}{h_{r,p-c}} \quad \text{avec } h_{r,p-c} = \sigma \frac{(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} - 1}$$

$$R_5 = \frac{1}{h_{c,p-c}} \quad \text{calculé par les corrélations en annexe}$$

$$R_6 = \frac{1}{h_{r,c-a}} \quad \text{avec } h_{r,c-a} = \sigma \alpha_{ci} \frac{T_c^4 - \varepsilon_a T_a^4}{T_c - T_a}$$

Où :

$\varphi_{s \rightarrow c}$  Flux solaire absorbé par la couverture

$$\varphi_{s \rightarrow c} = \alpha_{c_s} S \phi_s$$

$\varphi_{s \rightarrow p}$  Flux solaire absorbé par l'absorbeur

$$\varphi_{s \rightarrow p} = \alpha_{p_s} S \phi_s$$

$\varphi_1$  Flux de chaleur cédé par convection au débit d'air par l'absorbeur

$\varphi_2$  Flux de chaleur cédé par convection au débit d'air par le fond du capteur

$u_{\text{vent}}$  vitesse du vent ( $\text{m.s}^{-1}$ )

$e_i$  Epaisseur du fond du capteur (m)

$\lambda_i$  Conductivité thermique du fond du capteur ( $\text{W.m}^{-1}$ )