

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE

FACULTE DES SCIENCES EXACTES

DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

N° d'ordre :

Série :

MEMOIRE

PRESENTE POUR OBTENIR LE DIPLOME DE MAGISTER EN PHYSIQUE

SPECIALITE : ENERGETIQUE

OPTION : PHOTOTHERMIQUE

THEME

**Etude et conception d'un convertisseur solaire pour la
production d'eau chaude sanitaire**

Par

ABDELKARIM BOURAS

Soutenu le: / /2007

Devant le jury :

Président :	A. CHAKER	Prof. Univ. Mentouri Constantine
Rapporteur :	N. BELLEL	M.C. Univ. Mentouri Constantine
Examineurs :	S. AIDA	Prof. Univ. Mentouri Constantine
	M. DJEZZAR	M.C. Univ. Mentouri Constantine
	M. BENABDOUN	M.C. Univ. Mentouri Constantine

Introduction

INTRODUCTION

La conversion de l'énergie solaire, qu'est sous forme d'un rayonnement électromagnétique, peut s'envisager suivant des principes physiques différents. On distingue essentiellement les conversions photoélectriques et photochimiques, ainsi que la conversion photothermique, qu'est la transformation de l'énergie solaire en chaleur.

Dans le domaine de la conversion photothermique, de nombreuses applications sont été mises en évidence, le travail présenté ici s'inscrit dans la contribution de la conception et simulation des convertisseurs thermiques.

De part, une relative simplicité de mise en œuvre et vu l'importance des besoins énergétiques sous forme de chaleur, la conversion photothermique est encore actuellement la plus usuelle. Concernant la production de chaleur à basse température, on peut de nos jours considérer qu'au moyen de dispositifs de captation dite actifs, les problèmes ne sont plus que d'ordre économique. Le chauffage des piscines par capteur plan est par exemple devenu classique.

Le premier et le deuxième chapitre sont été consacrés à l'étude des différents modes de transfert de chaleur (convection, rayonnement et conduction) et sur le gisement solaire local avec mise en évidence du flux de chaleur reçu sur une surface d'absorption.

Au troisième chapitre nous avons abordé une étude bibliographique sur les différents types de capteurs solaires plans.

Au quatrième chapitre nous exposons l'étude théorique du capteur, ce dernier consiste à mettre en équations les échanges énergétiques intervenant au niveau du capteur et les différents facteurs qu'on le tranche en mailles, avant la résolution de ce système par une approche numérique basée sur la méthode itérative de Gauss Seidel, nous avons placé des nœuds au sein de la maille.

Le dernier chapitre présente l'ensemble des résultats.

Les résultats obtenus permettant de mettre en évidence l'effet de nombreux paramètres (paramètres externes, paramètres internes) sur la température de sortie de l'eau et le rendement instantané de capteur solaire plan, nous terminerons par un étude comparative des résultats théoriques et expérimentales fait pour mettre en évidence la validité de notre programme de calcul.

Les cinq chapitres sont complétés par des annexes (la méthode itérative numérique utilisée et les caractéristiques physiques de l'eau).

CHAPITRE : I

Les différentes modes de transfert de chaleur

Dans ce chapitre, nous présentons un certain nombre de définitions et théories relatives aux différents modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement).

I. 1-Conduction

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 vibrations des atomes ou molécules ;
- une transmission par les électrons libres.

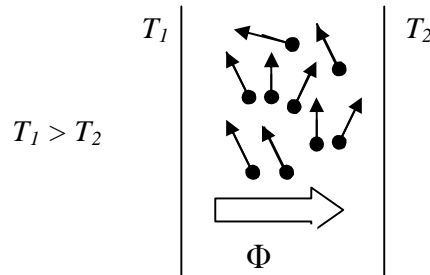


Fig.I.1- Echange de chaleur par conduction

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier [1]

I.1.1- Loi de Fourier

Il existe 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 λ du milieu .et au gradient de température [1].

$$\Phi = -l .grad(T)$$

Ou sous la forme suivante :

$$\Phi = -l .s \frac{dT}{dx}$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par conduction (w)

λ : Conductivité thermique du milieu (w.m⁻¹.°C⁻¹)

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 λ est une grandeur scalaire positive, caractéristique du milieu, fonction en général de T . Pour un milieu isotrope et homogène λ 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, λ comme une constante pour un milieu donné.

I.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 [1] :

$$T_1 - T_2 = R \Phi$$

On reconnaît dans cette équation la forme générale de la loi d'Ohm [1]:

$$E_1 - E_2 = R.I$$

Dans laquelle les potentiels E sont remplacés par les températures et l'intensité I par le flux Φ

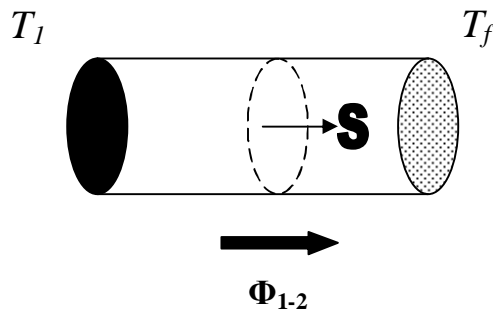


Fig.I.2- Résistance thermique

I.1.3- Equation générale de la chaleur

Cette équation qui exprime la conservation d'énergie d'un élément infinitésimal de matière s'écrit :

$$\overrightarrow{\text{div}} (\lambda \cdot \text{grad } T) + P = \rho \cdot C_p \cdot (\partial T / \partial t)$$

Où P : représente la production de chaleur en w/m^3

C_p : chaleur massique en $(J/kg \cdot ^\circ k)$,

ρ : masse volumique en (kg/m^3)

I.2- Convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide [3]. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton

$$\Phi = h S (T_p - T_\infty)$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par convection (w)

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W m^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$)

T_p : Température de surface du solide ($^\circ C$)

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide ($^\circ C$)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est en fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide.

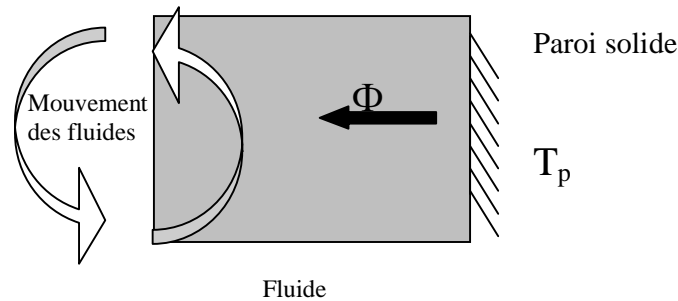


Fig.I.3- Transfert de chaleur par convection

I.2.1- Nombres sans dimension

Nous définirons ci-dessous les nombres sans dimension rencontrés en transfert thermique par convection [2-3] :

I.2.1.1- Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{m.C_p}{l} = \frac{u}{a}$$

Avec :

λ : Conductivité thermique du milieu ($w m^{-1} \text{ } ^\circ C^{-1}$)

μ : viscosité dynamique en (PI)

C_p : chaleur massique en (J/kg.k).

Ce nombre représente le rapport de la diffusivité mécanique ν à la diffusivité thermique a .

Un fluide peu visqueux mais bon conducteur thermique, aura un Pr très faible et vice-versa [3].

I.2.1.2- Nombre de Nusselt

$$Nu = \frac{h.L}{I_f}$$

Avec

L : dimension caractéristique (m)

Ce nombre exprime le rapport entre le flux de chaleur par convection dans le fluide et le flux par conduction, I_f ici la conductivité du fluide. Contrairement au Pr, Nu dépend non seulement de la nature du fluide à travers I_f , mais aussi de la géométrie de l'écoulement à travers la dimension caractéristique L et de champ de la vitesse dans la couche limite à travers sa dépendance sur h . Tout comme pour h , on définit un nombre de Nusselt moyen Nu et un nombre de Nusselt local [4].

$$Nu_l = \frac{h_l.L}{I_l}$$

I.2.1.3- Nombre de Grashof

$$Gr = \frac{b.g.r^2.L^3(T - T_f)}{m^2}$$

Ce nombre exprime le rapport entre les forces de gravité multipliées par les forces d'inertie et le carré des forces de viscosité.

I.2.1.4- Nombre de Rayleigh

Il s'écrit sous la forme suivante :

$$Ra = Pr.Gr = \frac{b.g.L^3(T - T_f)}{a.u}$$

Où il caractérise l'écoulement en convection naturelle.

Avec : β : coefficient de dilatation du fluide (K^{-1})

L : dimension caractéristique de la surface d'échange (m)

g : accélération de la pesanteur (m/s^2)

μ : viscosité dynamique du fluide ($kg/m.s$)

ν : viscosité cinématique (m^2/s)

ρ : masse volumique en (kg/m^3)

a : Diffusivité thermique en (m^2/s)

I.2.1.5 - Nombre de Reynolds

Est de la forme de :

$$Re = \frac{r.u.L}{m} = \frac{u.L}{\nu}$$

Ce nombre exprime le rapport des forces d'inertie sur les forces de viscosité [1-2-3].

I.2.2 - Flux de chaleur en convection forcée

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Avec Nu : nombre de Nusselt, Re : nombre de Reynolds et Pr : nombre de Prandtl

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection forcée s'effectue donc de la manière suivante :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Reynolds et de Prandtl ;
2. Suivant la valeur de Re et la configuration \rightarrow choix de la corrélation ;
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation ;
4. Calcul de h (Coefficient de transfert de chaleur)

$$h = \lambda Nu/d \text{ et de } \Phi = h S (T_p - T)$$

I.2.3 - Le flux de chaleur en convection naturelle

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

Avec Nu : nombre de Nusselt, Pr : nombre de Prandtl et Gr : nombre de Grashof.

Le flux de chaleur transmise par convection naturelle s'effectue donc de la manière suivante:

1. Calcul des nombres adimensionnels de Grashof et de Prandtl ;
2. Suivant la valeur de Gr et la configuration → choix de la corrélation ;
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation ;
4. Calcul de h (Coefficient de transfert de chaleur)

$$h = \lambda Nu/D \text{ et de } \Phi = h S (T_p - T)$$

I.3 - Transfert de chaleur par rayonnement

Contrairement aux deux autres modes d'échange qui sont la conduction et la convection, le rayonnement ne nécessite pas l'existence d'un support matériel. Il se propage dans l'espace, comme dans tout type de milieu. Si ce milieu est homogène, il se propage en ligne droite.

Le rayonnement c'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans l'espace).

I.3.1- L'émittance (totale)

C'est le flux total émis par unité de surface de la source. On considère globalement la puissance $d\Phi$ émise par un élément de surface dS dans l'ensemble des directions où il peut rayonner (hémisphère limitée par le plan tangent à dS en son centre), et on divise ce flux par l'aire de dS . L'émittance est notée par M. Son unité est le w/m^2 :

$$M = d\Phi/dS$$

I.3.2 - Le corps noir

C'est un corps idéal vis-à-vis du rayonnement qui, par définition, absorbe tout le rayonnement qu'il reçoit quelque soit la fréquence et la direction. A l'équilibre thermique, il émet autant de rayonnement qu'il en absorbe de sorte qu'un corps noir rayonne le maximum d'énergie de façon uniforme dans toute les direction.

I.3.3 - Loi du rayonnement thermique

I.3.3.1 - Loi de Planck : émittance monochromatique du corps noir :

L'émittance monochromatique d'un corps noir $M_{\lambda,T}^{\circ}$ à la longueur d'onde λ et la température T, est donnée par la loi de Planck [5]:

$$M_{\lambda,T}^{\circ} = \frac{c_1 I^{-5}}{\exp\left(\frac{c_2}{IT}\right) - 1}$$

Où $M_{\lambda,T}^{\circ}$ est le flux énergétique émis par la surface dans tout l'hémisphère et ramène à l'unité de longueur d'onde λ , la surface étant à la température T . $M_{\lambda,T}^{\circ}$ est exprimé en w/m^3 ou, dans le cas où λ est exprimé en microns (μm), $M_{\lambda,T}^{\circ}$ sera en $\text{w}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$.

Les constantes c_1 , c_2 sont égales à :

$$c_1 = 3,74 \cdot 10^8 \text{ w} \cdot \mu\text{m}^4 / \text{m}^2$$

$$c_2 = 1,44 \cdot 10^4 \text{ } \mu\text{m}^{\circ}\text{K}$$

I.3.3.2 - Loi de Stefan Boltzmann

Cette loi fournit l'émittance totale du rayonnement du corps noir dans l'espace en fonction de sa température absolue (sur tout le spectre de longueur d'onde). Elle s'écrit :

$$M^{\circ} = \sigma \cdot T^4 \quad (\text{w}/\text{m}^2)$$

Avec σ : est la constante de Stefan Boltzmann

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ (w}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)) \text{ [4]} .$$

I.3.4 - Transfert par rayonnement entre surface

1) petit objet convexe placé dans une enceinte large ($S_1 \ll S_2$)

$$f = \epsilon_p S (T_p^4 - T_{\infty}^4) \quad \text{exprimé en (W)}$$

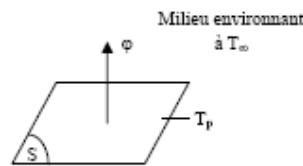


Fig.I.4 -Transfert de chaleur par rayonnement

2) deux plans parallèles infinis :

$$\Phi = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$

Avec : Φ Flux de chaleur transmis par rayonnement exprimé en W

σ Constante de Stephan ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{ K}^{-4}$)

ϵ_p Facteur d'émission de la surface

T_p Température de la surface en K

T_{∞} Température du milieu environnant la surface en K

S Aire de la surface en m^2

I.3.5 - Réception du rayonnement par un solide

Quand un rayon d'énergie incident Φ_i frappe un corps à la température T , une partie Φ_r ρ de l'énergie incidente est reflétée par la surface S , une autre partie Φ_a α est absorbée par le corps qui s'échauffe et le reste Φ_t τ transmis et continue son chemin [6] :

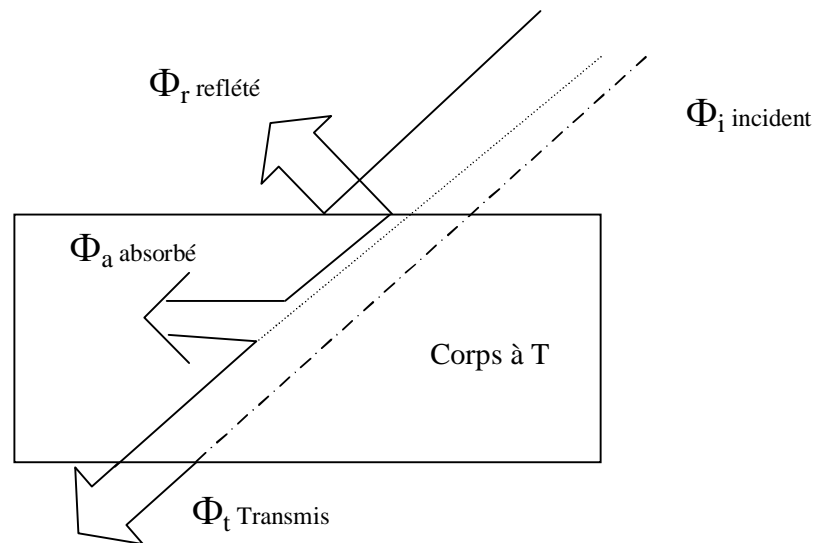


Fig.I.5 - Réception du rayonnement

On a évidemment : $\Phi_i = \Phi_r r + \Phi_a a + \Phi_t t$ d'où : $\rho + \alpha + \tau = 1$.

CHAPITRE : II

Estimation du rayonnement solaire

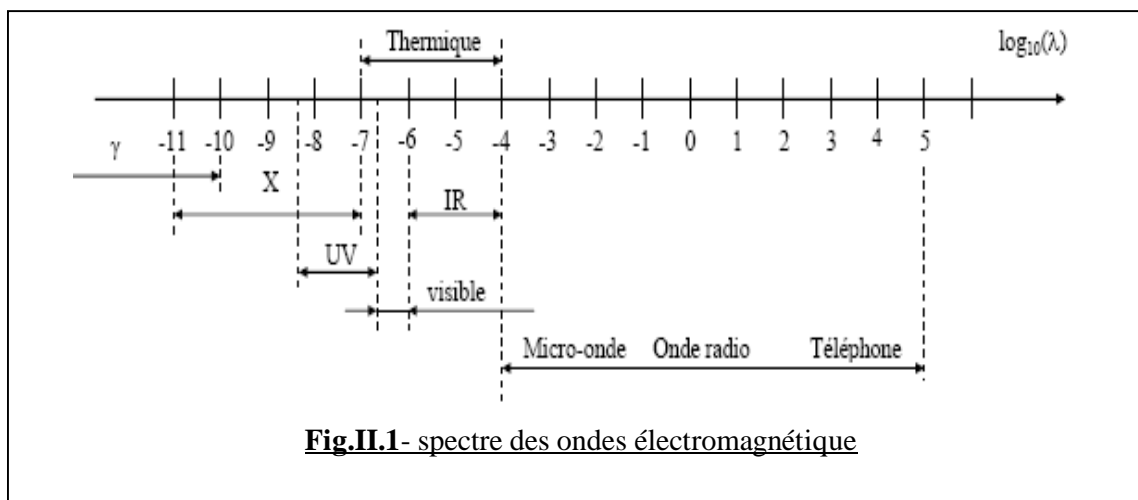
La ressource de base la plus importante pour tous les potentiels énergétiques renouvelables est l'énergie solaire. La terre reçoit une importante quantité d'énergie solaire au cours de l'année. Le rayonnement est atténué lors de la traversée de l'atmosphère par absorption et diffusion, suivant les conditions météorologiques [7].

Pour exploiter cette ressource énergétique, il est nécessaire de connaître la quantité de flux disponible à une région spécifique. Pour cela nous présentons dans ce chapitre une notion générale sur les coordonnées géographiques, ainsi que l'énergie captée sur une surface donnée et les différentes relations entre les valeurs horaires

II.1- Constitution physique du soleil

Le soleil apportait, grâce à l'étude de son rayonnement comme une sphère incandescente de plasma dont la température d'émission serait de 5.800 k.

Son diamètre angulaire est de l'ordre d'un demi-degré ce qui fixe le rayon du soleil à 700.000 Km en prenant comme distance moyenne terre-soleil 150 millions de Km (8 minute lumière), des mesurés précises (Daniel LAPLASE) effectuées à bord de satellites, qui gravitent à la limite de l'atmosphère terrestre, montrent que la distribution spectrale du rayonnement solaire est voisine de celle du corps noir idéal à la température 5800 K. Cependant des différences apparaissent dans le domaine des rayons X [7-8] de ultra-violet et de l'infra-rouge comme nous pouvons le lire sur le spectre suivant :



II.1.1 - La sphère céleste

La sphère céleste est une sphère imaginaire d'un diamètre immense. Avec la terre en son centre. On considère que tous les objets visibles dans le ciel se trouvent sur la surface de la sphère céleste. Les schémas suivants représentent les différentes caractéristiques sur la sphère [2].

II.1.2 - Les coordonnées Horizontales (h,a)

Considérons la sphère céleste locale de centre (o), la verticale du lieu (oz). Une étoile A. Soit (oa) la projection de (A) sur l'horizon (h) du lieu. Par définition : $h = \overline{(oa, oA)}$ est la hauteur de l'étoile comptée positivement de (0 à +90°) vers z et négativement de (0 à -90°) vers N.

$a = (ok, oa)$ est l'azimut de A compte positivement dans le sens rétrograde de 0 à 360° à partir d'une origine ok. Signalons que d'autres conventions existent, par exemple, on peut le compter positivement vers l'ouest et négativement vers l'est [2-9].

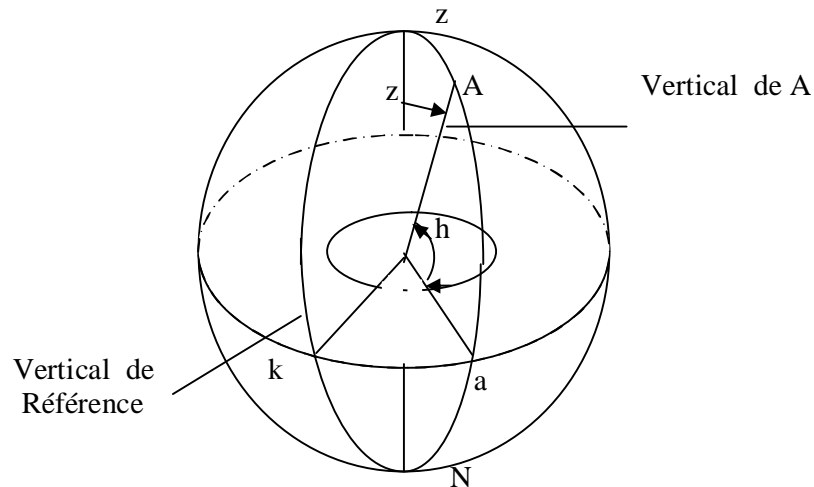


Fig.II.2- coordonnées Horizontales

Ces deux angles sont fonction de :

- la latitude du lieu
- la date (jour de l'année)
- l'heure à la journée.

II.1.3 - Les coordonnées géographiques terrestres (φ, L)

L'axe du monde traverse la terre au pôle Nord et Sud, l'équateur céleste coupe la terre suivant l'équateur terrestre.

Le demi cercle limité à l'axe des pôles et passant par A est le méridien terrestre de A par définition :

φ : est la latitude terrestre de A, comptée positivement de (0 à $+90^\circ$) vers le Nord et négativement de (0 à -90°) vers le Sud, notons que la latitude est égale à la hauteur du pôle :

L: est la longitude terrestre de A comptée positivement de (-180° à $+180^\circ$) ou de ($-12h$ à $+12h$) dans le sens rétrograde à partir de (og), là encore, d'autres conventions existent.

Le point g est la projection sur l'équateur terrestre de la ville de Greenwich [2-9].

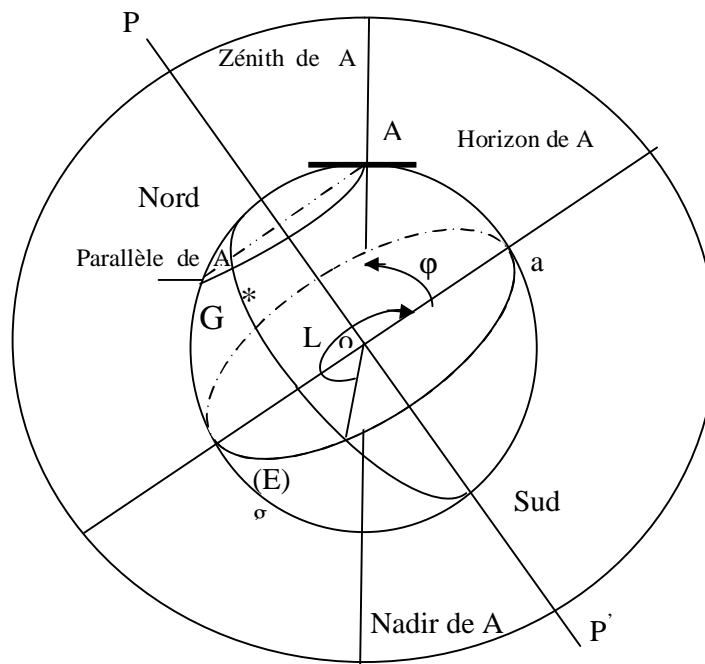


Fig.II.3- Les coordonnées géographiques

II.1.4 - Angle déclinaison d

L'angle que fait le plan de l'équateur terrestre avec la direction terre-soleil est appelé déclinaison d , cet angle varie tout au long de l'année de façon symétrique de $-23^{\circ}26'$ à $+23^{\circ},26'$.

La valeur de la déclinaison est obtenue avec une bonne précision avec la formule suivante :

$$d = 0.302 - 22.93 \cos w'n - 0.229 \cos 2w'n - 0.243 \cos 3w'n + 3.851 \sin w'n + 0.002 \sin 2w'n - 0.055 \sin 3w'n$$

Où les arguments des fonctions trigonométriques sont comptés en radians :

$$w' = \frac{2p}{366}.$$

n : numéro du jour dans l'année.

En exprimant tous les angles en degrés

$$d = 23.45 \sin\left(\frac{320}{365}(284 + n)\right) \approx 23.45 \sin\left(\frac{360}{365}(n - 81)\right) [2-7-10].$$

II.1.5 - L'angle horaire w

Est déterminé par la rotation régulière de la terre autour de son axe, il est directement lié au temps solaire vrai (TSV) par la relation suivante:

$$w = 15(TSV - 12)$$

Notons que : $w=0$ au midi solaire vrai

$w < 0$ la matinée

$w > 0$ l'après midi

w : en degré, et TSV en heures et chaque heure est égale à 15° de longitude [2-9].

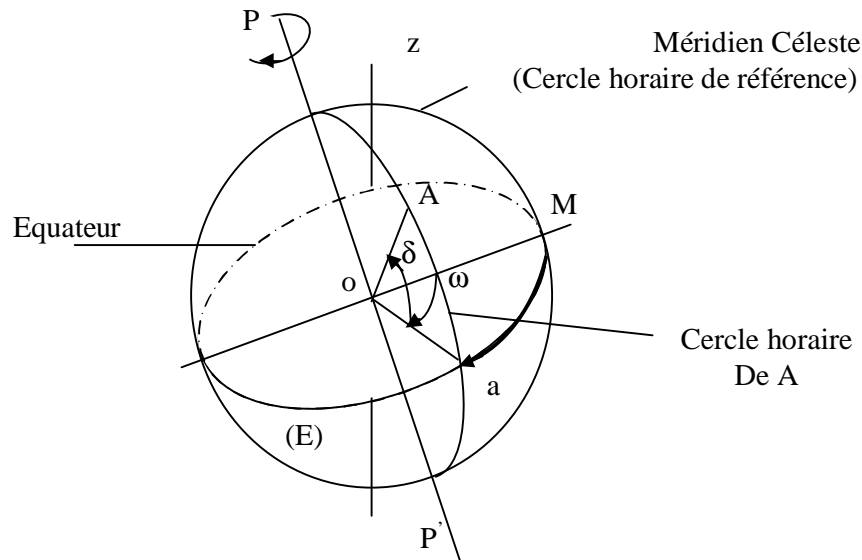


Fig.II.4- Les coordonnées horaires

II.2 - Les temps solaires

Pour les applications de l'énergie solaire, il faut faire intervenir le temps solaire vrai, qui est calculé en tenant compte de l'écart entre le temps solaire moyen et le temps local [11].

II.2.1- Le temps solaire vrai

Il est donné par relation [12] :

$$TSV = 12 + w/15$$

$$TSV = 12^h \quad \text{Si } w = 0^\circ$$

w : est compté positivement l'après midi.

II.2.2 - Le temps solaire moyen (TSM)

Le temps solaire moyen diffère peu du temps solaire vrai, cette différence est définie par l'équation du temps E_t ,

$$E_t = TSV - TSM$$

E_t : étant la correction du TSV par rapport au TSM ; est exprimé en minutes et fraction décimales de minutes.

$$E_t = 9.87 \sin 2 \cdot \frac{360}{365} (d - 81) - 7.53 \cos \frac{360}{365} (d - 81) - 1.5 \sin \frac{360}{365} (d - 81)$$

$d = n^0$ du jour dans l'année.

II.2.3 -Le temps universel (TU)

En un lieu de longitude donnée, le temps universel est lié au temps solaire moyen (local) par la relation :

$$TU = TSM \pm \frac{L}{15}$$

(+) pour longitudes EST, (-) pour longitude OUEST.

Le temps universel se calcule donc par :

$$TU = TSV + E_i \pm \frac{L}{15}$$

II.2.4 - Le temps légal (TL)

C'est le temps officiel de l'état : $TL = TU + \Delta H$

ΔH : étant le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considéré, ($\Delta H = 1$ heure pour l'Algérie).

II .3- le couple terre soleil**II.3.1 - correction par la distance terre-soleil**

Les variations annuelles de la distance terre-soleil sont dues au fait que la trajectoire autour du soleil est une ellipse [7].

Elles se traduisent par des variations du rayonnement hors atmosphère (L'éclairement solaire direct extra-terrestre).

Le coefficient de correction (g) du à cette variation de la distance a été déterminé à partir de la position de la terre sur son orbite en fonction du quantième jour de l'année, ce coefficient est donné par la relation :

$$g = 1 + 0.034 \cos \left[\frac{360}{365} (J - 3) \right]$$

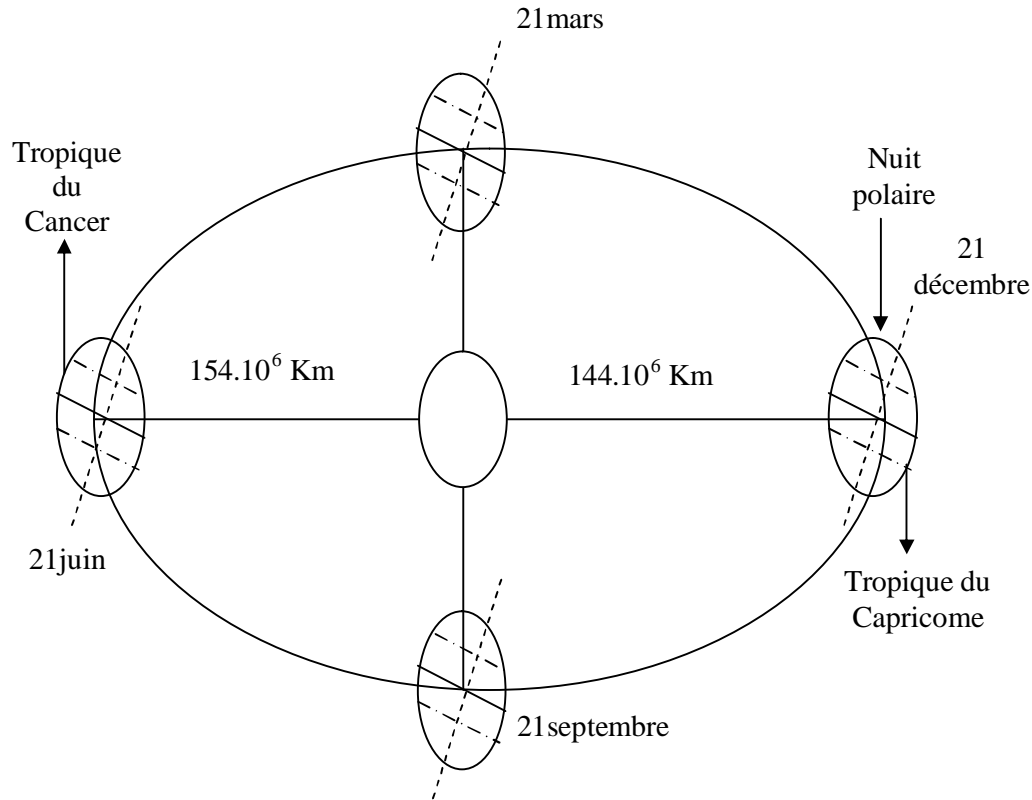


Fig.II.5- Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil

II.3.2 - la constante solaire

Est définie comme étant l'énergie totale envoyée par le soleil à la limite de l'atmosphère terrestre sur une surface de 1 m² placée perpendiculairement à la direction du rayonnement. Elle est indépendante des conditions météorologiques. Par contre elle dépend de la distance terre-soleil [8].

$$C = I_0 = sT_s^4 \left(\frac{R_s}{D_{st}} \right)^2$$

R_s : Rayon soleil (m)

D_{st} : Distance terre-soleil

s : Constante de Stéphane Boltzmann = $5.67.10^{-8} \text{ w/m}^2 \cdot \text{o}k^4$

II.3.3 - Direction des rayons solaire par rapport à un plan

Soit un plan quelconque sur la terre à un instant (t). Repérons sa position par les 2 angles a et b tels que [2] :

b : Angle entre le plan horizontal et le plan considère (inclinaison).

$b > 0$ si le plan regarde l'équateur ;

$b = 0$ pour le plan horizontal ;

$b = 90^0$ pour un plan vertical.

a = angle entre le méridien et le normal au plan.

$a = 0$ vers le sud ;

$a < 0$ vers l'Est ;

$a > 0$ vers l'ouest.

Soit (i) l'angle entre le rayon incident et la normale au plan. On a :

$$\cos i = \cos h \sin b \cos(a - \alpha) + \cos b \sinh$$

$$\cos a \cosh = \sin \Phi \cos S \cos w - \cos f \sin d$$

$$\cosh \sin a = \cos d \sin w$$

$$\sinh = \cos \Phi \cos d \cos w + \sin \Phi \sin d$$

$$\cos i = \sin d \sin f \cos b + \cos d \cos f \cos b \cos w + \cos d \sin b \sin a \sin w - \sin d \cos \Phi \sin b \cos a + \cos d \sin f \sin b \cos a \cos w$$

Notons qu'à la latitude Φ , une surface orientée vers l'équateur ($a = 0$) inclinée d'un angle b sur l'horizontale se comporte vis-à-vis du rayon solaire comme une surface horizontale orientée vers l'équateur et située à la latitude $(f - b)$. Donc, pour une telle surface:

$$\cos i = \cos(f - b) \cos d \cos w + \sin(f - b) \sin d$$

I_h : La puissance radiative des rayons sur un plan horizontal

I_B : La puissance radiative des rayons sur un plan incliné

I_N : La puissance radiative des rayons sur un plan normale aux rayons

$$I_h = I_N \cos i = I_N (\sin d \sin \Phi + \cos d \cos f \cos w)$$

$$I_B = I_N \cos i = I_N (\cos(f - b) \cos d \cos w + \sin(f - b) \sin d)$$

$$\frac{I_B}{I_H} = \frac{\cos(f - b) \cos d \cos w + \sin(f - b) \sin d}{\sin d \sin f + \cos d \cos f \cos w}$$

II.4 - irradiation solaire

On s'intéresse à présent à l'énergie captée sur une surface donnée, les quantités seront, exprimées en kWh/m² de surface réceptrice [8].

II.4.1 - irradiation hors atmosphère [13-14]

Considérons un plan horizontal, à la limite de l'atmosphère terrestre situé à une latitude f .

$$H^* = I_0 \sin h$$

Où I_0 : représente la constante solaire que l'on peut considérer constante compte tenu de sa faible variation au cours du temps. Notons H_0 : irradiation Journalière.

$$\text{On a : } H_0 = \int_{\text{journe}} H^* dt = \int_{L.S}^{C.S} I_0 \sin h dt$$

$L.S$ et $C.S$ correspondent aux heures de lever et couche du soleil.

$$H_0 = I_0 \int_{L.S}^{C.S} (\sin d \sin f + \cos w \cos d \cos \Phi) dt$$

Pour une journée et un lieu donné, d et Φ sont fixes d'autre part. 1heure de temps correspond à une variation de 15^0 de l'angle horaire w

$$dt = (12/\pi) dw$$

Avec le temps (t) en heures et l'angle w en radians.

L'intégration donne alors : Le rayonnement extraterrestre sur une surface horizontale H_0 peut être calculer pour une journée précise n de l'année, par l'équation suivante [15-16] :

$$H_0 = \frac{86400.1367}{p} \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360}{365} n \right) \right) (\cos \Phi \cos d \sin w_s + w_s \sin \Phi \sin d)$$

ϕ : Latitude du lieu

d : Déclinaison solaire

n: nombre du jour de l'année.

II.4.2 - Rayonnement solaire au niveau du sol

Le rayonnement solaire subit un certain nombre d'altérations et d'atténuation aléatoire en traversant l'atmosphère : réflexion sur les couches atmosphériques, absorption moléculaire, diffusion moléculaire et diffusion par les aérosols.

Au niveau du sol, à cause de la diffusion, une partie du rayonnement est diffuse, c'est-à-dire isotrope. L'autre partie, dite directe, est anisotrope. On subdivise le rayonnement solaire parvenant au sol en trois composantes principales qui sont :

II.4.2.1- Rayonnement direct :

Rayonnement parvenant au sol sous un angle solide limite au seul disque solaire et reçu sur une surface normale à l'axe de cet angle solide [17].

II.4.2.2- Rayonnement diffus :

Rayonnement diffus par les composants de l'atmosphère parvenant de la totalité du ciel à l'exception du disque solaire.

II.4.2.3- Rayonnement global :

Rayonnement parvenant du soleil et de l'atmosphère à partir d'un angle solide 2π ouverture reçu sur une surface horizontale.

Le rayonnement global parvenant au sol sur une surface horizontale est la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus [18].

$$G=S+D.$$

Avec : G : rayonnement global

S : Rayonnement diffus

D : rayonnement direct

Avant d'atteindre le sol, le rayonnement solaire est atténué par l'atmosphère terrestre et les nuages. Le rapport entre le rayonnement au sol et le rayonnement extraterrestre est appelé indice de clarté, la moyenne mensuelle de l'indice de clarté $\overline{K_T}$ est définie par [19] :

$$\overline{K_T} = \frac{\overline{H}}{\overline{H_0}}$$

Avec \overline{H} : rayonnement solaire moyen, mensuel mesuré sur une surface horizontale au niveau du sol.

$\overline{H_0}$: rayonnement solaire moyen mensuel hors de l'atmosphère.

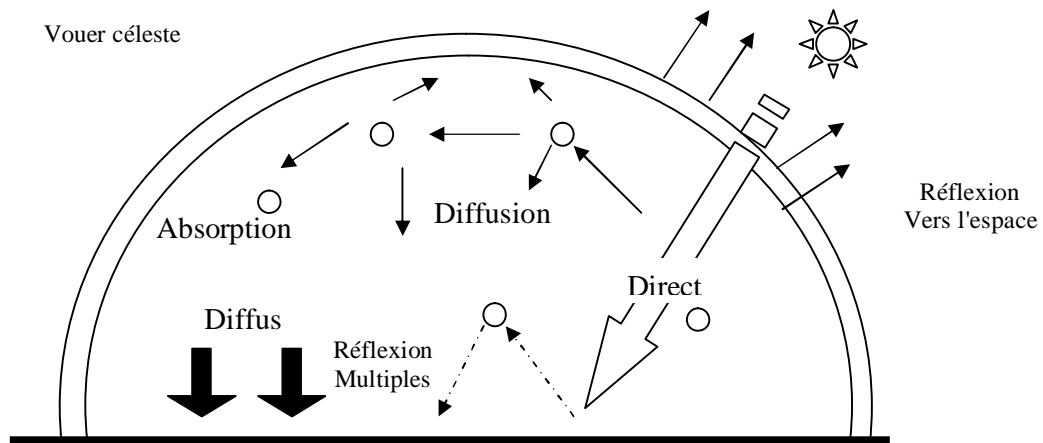


Fig.II.6- Schéma de diffusion et d'absorption dans l'atmosphère

*** moyenne mensuelle diffuse**

Les moyennes mensuelles diffuses calculées à partir de l'ensoleillement global par la formule suivante :

* pour les valeurs de l'angle horaire du soleil à son coucher, c'est-à-dire, w_s inférieure à 81.4°

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = 1.391 - 3.560\overline{K_T} + 4.189\overline{K_T^2} - 2.137\overline{K_T^3} \quad [20]$$

* pour les valeurs de l'angle horaire du soleil à son coucher, c'est-à-dire, w_s supérieure à 81.4°

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = 1.311 - 3.022\overline{K_T} + 3.427\overline{K_T^2} - 1.821\overline{K_T^3}$$

* la moyenne mensuelle directe :

La moyenne mensuelle de l'ensoleillement direct $\overline{H_b}$ est simplement :

$$\overline{H_b} = \overline{H} - \overline{H_d}$$

II.4.3 - Relation entre les valeurs horaires

D'après Liu et Jordan :

a) rapport du rayonnement global horaire en moyenne mensuelle, au rayonnement global Journalier en moyenne mensuelle (r_t)

Est défini par :

$$r_t = \frac{I^*}{H}$$

$$r_t = \frac{p}{24} (a + b \cos w) \frac{(\cos w - \cos w_s)}{\left(\sin w_s - \frac{p}{180} w_s \cos w_s \right)}$$

Avec:

$$a = 0.409 + 0.5015 \sin (w_s - 60)$$

$$b = 0.6609 - 0.4767 \sin (w_s - 60)$$

Et :

w : angle horaire compté en degré, positivement le matin à partir du midi solaire et négativement à l'après midi.

w_s : angle horaire du lever du soleil. Où dessus de l'horizon pour le jour choisi

D'après Liu et Jordan, pour une Journée quelconque du mois r_t est identique au rapport entre le rayonnement global horaire I et le rayonnement global Journalier H [8].

b/ rapport du rayonnement diffus horaire en moyenne mensuelle, au rayonnement diffus Journalier en moyenne mensuelle (r_d).

Il est défini par :

$$r_d = \frac{I_d^*}{H_d}$$

$$r_d = \frac{p}{24} \left(\frac{\cos w - \cos w_s}{\sin w_s - \frac{p}{180} w_s \cos w_s} \right)$$

C/ rayonnement direct horaire :

$$I_b = I - I_d$$

Avec :

I : Rayonnement global horaire sur une surface horizontale.

I_d : Rayonnement diffus horaire sur une surface horizontale.

I_b : Rayonnement direct horaire sur une surface horizontale.

II.4.4 - Rayonnement solaire horaire sur une surface inclinée

a) rayonnement direct sur une surface inclinée

Le rayonnement direct sur une surface inclinée I_{bi} est donné par la relation suivante :

$$I_{bi} = R_b I_b$$

Avec

I_{bi} : rayonnement direct sur une surface inclinée

R_b : Rapport du rayonnement direct journalier incliné à celui sur une surface horizontale : il est donné par la relation suivante :

$$\frac{I_{bi}}{I_b} = \frac{\cos(f-b)\cos d \cos w + \sin(f-b)\sin d}{\sin d \sin \Phi + \cos d \cos f \cos w}$$

Avec

f : Latitude du lieu

b : Angle entre le plan horizontale et le plan considéré (inclinaison)

b) rayonnement solaire horaire diffus sur une surface inclinée.

D'après [2]. Qu'une surface faisant un angle b avec l'horizontale regarde une portion du ciel sous l'angle solide : $\frac{1+\cos b}{2}$ et une position du sol, sous l'angle solide $\frac{1-\cos b}{2}$.

Si r est l'albédo du sol on a donc :

$$I_{di} = I_d \frac{1+\cos b}{2} + (I_b + I_d)r \left(\frac{1-\cos b}{2} \right)$$

On peut prendre $r=0.2$ en absence de neige.

$r=0.8$ en cas de neige.

c) rayonnement solaire global horaire sur une surface inclinée :

$$I_i = I_b R_b + I_d \left(\frac{1+\cos b}{2} \right) + (I_b + I_d)r \left(\frac{1-\cos b}{2} \right)$$

Le premier terme de l'équation représente l'ensoleillement qui arrive directement du soleil, il est obtenu en faisant le produit du rayonnement direct sur une surface horizontale par un facteur géométrique R_b qui dépend de l'orientation du capteur, de la latitude du lieu et du moment de l'année.

Le second terme représente la contribution du rayonnement diffus I_d et dépend de l'inclinaison b du capteur.

Le dernier terme représente la réflexion du rayonnement sur le sol face au capteur et dépend de l'inclinaison du capteur et du coefficient de réflexion de lumière diffuse du sol r .

CHAPITRE : III

Les capteurs solaires

Avant l'étude théorique du capteur considéré, nous devons passer par une synthèse sur le principe de fonctionnement des capteurs solaires et les différents types de capteurs.

III. 1 - Capteurs solaires

III. 1. 1. Principe

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air, ...).

L'énergie solaire (rayonnement) est captée par la surface absorbante du capteur solaire. Dans de nombreux types de capteurs, les revêtements sélectifs sont appliqués sur les surfaces absorbantes pour augmenter l'efficacité. Un fluide caloporteur absorbe et véhicule une partie de l'énergie captée par l'absorbeur.

III.1.2- Différents types de capteurs solaires

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

III.1.2.1- Capteurs plans à liquide sans vitrage

Les capteurs plans sans vitrage, sont ordinairement faits de plastique polymère noir. Normalement, ils n'ont pas de revêtement sélectif et n'ont ni cadre ni isolation en arrière. Ils sont simplement posés sur un toit ou sur un support en bois. Ces capteurs de faible coût captent bien l'énergie solaire, cependant les pertes thermiques vers l'environnement augmentent rapidement avec la température de l'eau, particulièrement dans les endroits venteux en conséquence [21]. 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.

III.1.2.2- Capteurs plans à liquide avec vitrage

Dans les capteurs à liquide plans avec vitrage, comme il est montré dans la figure III.3, une plaque absorbante (qui souvent est recouverte d'un revêtement sélectif) est fixée dans un cadre entre un vitrage simple ou double et un panneau isolant placé à l'arrière. L'énergie

solaire est ainsi emprisonnée dans le capteur à cause du vitrage (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).

III.1.2.3 - Capteurs solaires à tubes sous vide

Les capteurs solaires à tubes sous vide, comportent un absorbeur revêtu d'une surface sélective et enfermé sous vide dans un tube en verre. Ils captent bien l'énergie solaire et leurs pertes thermiques vers l'environnement sont extrêmement faibles. Les systèmes présentement sur le marché utilisent un caloduc pour extraire la chaleur de l'absorbeur (un liquide se vaporise au contact de l'absorbeur chaud, la chaleur est récupérée dans la tête du tube lorsque la vapeur s'y condense et le condensat, retourne par gravité à l'absorbeur). Les capteurs sous vide sont bien adaptés aux applications requérant la fourniture d'énergie à des températures moyennes ou hautes (eau chaude domestique, chauffage de locaux et applications de chauffage industriel dans des gammes de températures de 60 °C à 80 °C, selon la température extérieure), en particulier dans les climats froids.

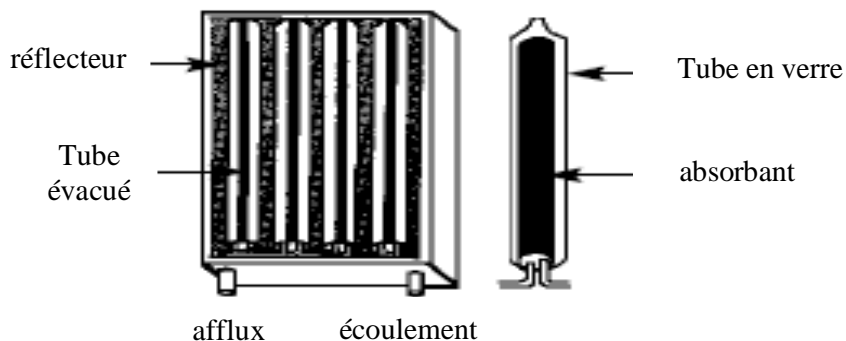


Fig. III.1- Capteurs solaires à tubes sous vide

III.1.2.4 - Capteur solaire à concentration :

Ce type de capteur solaire réfléchit et focalise le rayonnement solaire reçu directement sur l'absorbeur de manière à accroître l'intensité des rayons solaires. Par conséquent, l'usage de ce type de capteur permet d'obtenir des températures supérieures à celles que peut réaliser le capteur plan.

On distingue deux types de concentration :

- 1) Les systèmes qui peuvent concentrer le rayonnement autour d'une ligne appelés concentration linéaire ou concentrateurs à deux dimensions. Il s'agit pour l'essentiel des lentilles cylindriques réfléchissantes réglées.
- 2) Les systèmes pouvant concentrer la lumière autour d'un point, appelés concentrateurs ponctuels ou concentrateurs à trois dimensions. Ces systèmes présentent une symétrie de révolution autour d'un axe.

Les systèmes à concentration présentent un certain nombre d'inconvénients :

- Les pertes optiques peuvent être importantes. Elles sont dues aux phénomènes de réflexion et de réfraction et aux caractéristiques géométriques du système ;
- le rayonnement diffus est très mal utilisé dans les systèmes à forte concentration, seul le rayonnement direct est concentré ;
- Les systèmes à forte concentration nécessitent des montages optiques précis et par conséquent relativement chers ;
- Il faut aussi maintenir les qualités optiques du système (contre l'oxydation,);
- Dans la plupart des cas, le flux n'est pas distribué de façon uniforme sur l'absorbeur ;
- L'absorbeur est soumis à de grandes variations de température lors des passages nuageux ;
- Les systèmes à forte concentration ont un champ étroit. Il est donc nécessaire de pointer pour capter le rayonnement direct et ceci demande des mécanismes d'orientation.

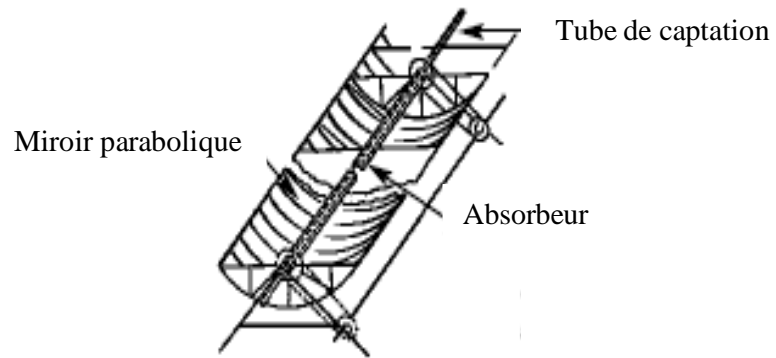


Fig.III.2 -Capteur solaire à concentration

III.1.3 - Le schéma de principe d'un capteur solaire plan simple vitrage

Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné sur la figure III.3.

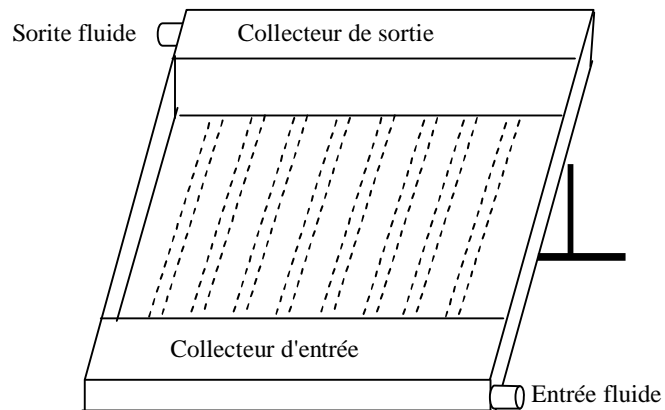


Fig.III.3- Schéma de principe d'un capteur solaire plan

CHAPITRE : IV

Étude théorique

Ce chapitre est réservé à l'étude théorique d'un capteur solaire. Nous établirons les bilans thermiques au niveau de chaque nœud du capteur, ainsi que l'analogie électrique équivalente.

Le système d'équations résultant de cette étude est à son tour résolu par une approche numérique basée sur la méthode de Gauss Seidel d'itération.

IV.1 - Étude théorique d'un capteur plan

IV.1.1- Description du capteur utilisé :

Le capteur solaire utilisé est un capteur plan simple vitrage, il est constitué essentiellement :

- d'une plaque de cuivre peinte en noir mat, derrière laquelle a été soudée à l'étain les dix tubes parallèles reliés à deux collecteurs, la matière de ces derniers ainsi que les tubes est de la cuivre ;
- Fluide caloporteur, l'eau se circule du 1^{ère} collecteur au 2^{ème} à travers de ces dix tubes ;
- Un boîtier en bois recouvert de liège et remplie de laine de verre ;
- Vitre, on l'utilise comme couverture le verre.

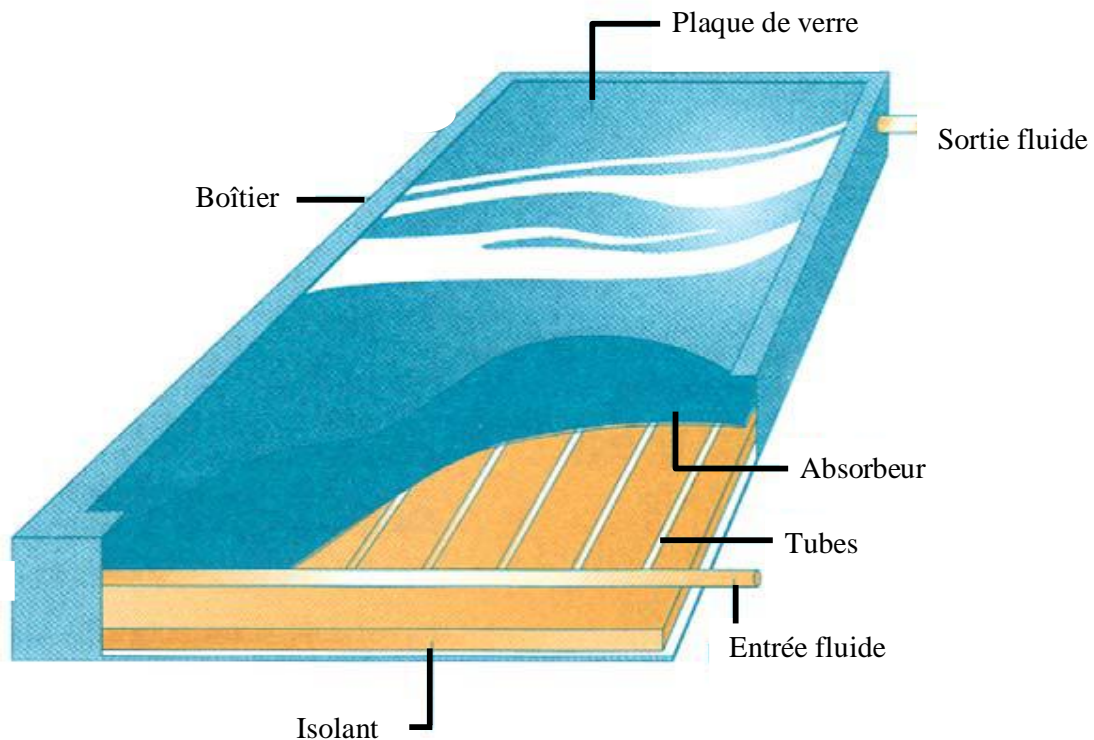


Fig.IV.1- Le capteur solaire utilisé

IV.1.2-Les caractéristiques thermo physiques et géométriques :**A) caractéristique thermo physique :**

Elément de construction	Matériaux	Masse volumique Kg/M²	Chaleur spécifique J/Kg.°K	Conductivité thermique W/m.°K
Couverture transparente	Le verre	2700	840	0.93
L'absorbeur	Cuivre	8900	398	348
Tube	Cuivre	/	/	/
L'isolant	Polystyrène expansé	20	1500	0.04
Boîtier	Bois	535	272	0.144

B) caractéristiques géométriques :

Elément de Construction	Longueur M	Largeur M	Épaisseur mm	Diamètre intérieur mm	Diamètre Extérieur mm
Couverture transparente	1	1	3	/	/
L'absorbeur	1	1	1	12	14
Tube	0.9	/	/	/	/
L'isolant	1	1	10	/	/
Boîtier	1.04	1.04	20	/	/

IV.2- Bilan énergétique :

IV.2.1- Hypothèses simplificatrices :

La formulation de certaines hypothèses est nécessaire, pour une simulation approchée du système :

- 1) les propriétés des matériaux sont considérées constantes ;
- 2) La température du sol est prise égale à la température de l'ambient ;
- 3) Le soleil est considéré comme un corps noir ;
- 4) Les surfaces d'échange de chaleur par rayonnement sont supposées grises et diffusantes ;
- 5) Les flux de chaleur sont unidimensionnels ;
- 6) La direction du vent est parallèle à la surface de la vitre.

La méthode consiste à découper le capteur en tranches fictives (05mailles) de longueur Δx dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur et à écrire les bilans des échanges qui interviennent aux niveaux des 06 nœuds, de l'extérieure de la vitre, l'intérieure de la vitre, l'absorbeur, dans le fluide colporteur et l'intérieure et l'extérieure de l'isolant. Il est commode pour cela d'utiliser les analogies qui existent entre le transfert de chaleur et d'électricité.

La figure.IV.2 schématise Les différents échanges thermiques interviennent au niveau d'un maille du capteur et le schéma équivalent relatif à une maille du capteur est représenté sur la figure IV.3.

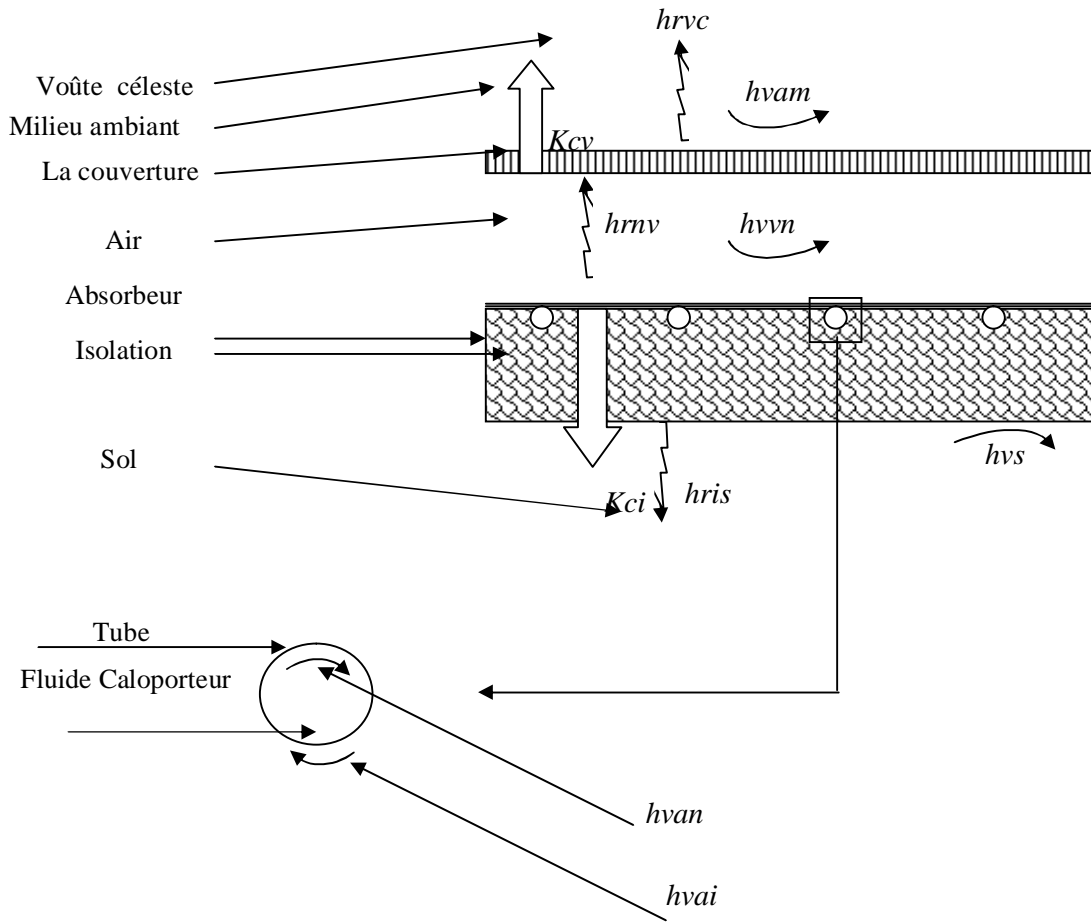
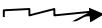
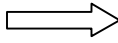



Fig.IV.2- Les différents échanges thermiques interviennent au niveau d'un maille du capteur

-  Rayonnement
-  Conduction
-  Convection

IV.2.2 - Analogie électrique :

Considérons un système ayant pour but la transmission d'énergie sous forme de chaleur sensible, Ses différents éléments sont portés à des températures différentes et échangent entre eux de la chaleur par conduction, convection et rayonnement.

Soient deux éléments S_1 et S_2 d'un système S portés à des températures T_1 et T_2 , le flux de chaleur Φ échangé entre S_1 et S_2 vérifie la relation suivante :

$$\Phi = (T_1 - T_2) / R$$

R est la résistance thermique existant entre S_1 et S_2 , elle est en fonction du type de transfert mis en cause, des matériaux utilisés, etc.....

La méthode des analogies électriques a pour fondement la ressemblance entre cette relation régissant les transferts de chaleur entre deux éléments et la loi d'Ohm qui régit les transferts de charges électriques entre deux points d'un circuit électrique et qui s'écrit :

$$I = (V_1 - V_2) / R_e$$

I : est l'intensité du courant circulant du point 1 vers le point 2.

V_1, V_2 : sont les potentiels respectifs aux points 1 et 2,

R_e : est la résistance électrique du circuit entre 1 et 2.

Ce parallélisme conduit à envisager l'utilisation d'un circuit électrique comme modèle d'un système thermique. A tout élément pouvant être considéré comme homogène du point de vue de la température, on associe un point d'un circuit électrique et à tout mode de transfert de chaleur entre deux éléments de température différente, on associe une résistance électrique.

Lorsque le transfert de chaleur entre deux éléments s'opère suivant plusieurs modes simultanés (par exemple, convection et rayonnement), le circuit électrique modèle comportera des résistances en parallèle.

Lorsqu'il s'effectue suivant plusieurs modes successifs (par exemple, conduction, puis convection), le circuit électrique modèle comportera des résistances en série.

On pourra utiliser les lois de Kirschoff :

-la résistance R équivalente à la mise en série de 2 résistances de R_1 et R_2 vérifie : $R = R_1 + R_2$

-la résistance R équivalente à la mise en parallèle de R_1 et R_2 vérifie : $1/R = 1/R_1 + 1/R_2$

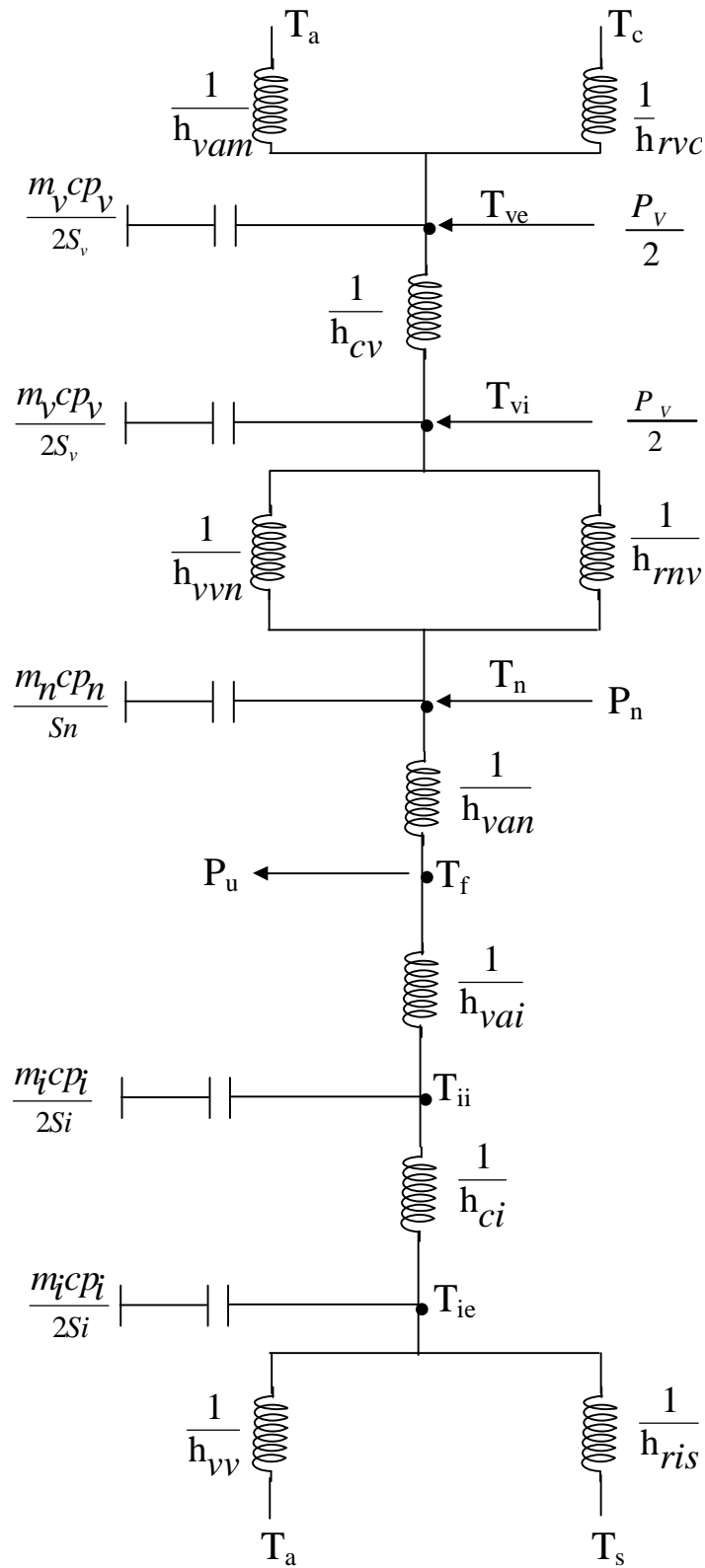


Fig. IV.3 - schéma équivalent relatif à une maille du capteur

- Cp_F : Capacité calorifique massique du fluide caloporteur
- Cp_v : Capacité calorifique massique de la vitre
- Cp_n : Capacité calorifique massique de l'absorbeur
- Cp_i : Capacité calorifique massique de l'isolant
- K_v : Coefficient d'échange thermique par conduction (dans la vitre)
- K_n : Coefficient d'échange thermique par conduction l'absorbeur
- Kc_i : Coefficient d'échange thermique par conduction l'isolant
- h_{vam} : Coefficient d'échange thermique par convection (vitre, air extérieure)
- h_{vvn} : Coefficient d'échange thermique par convection (plaque_vitre)
- h_{von} : Coefficient d'échange thermique par convection (fluide_absorbeur)
- h_{vai} : Coefficient d'échange thermique par convection (fluide_isolant)
- h_{vs} : Coefficient d'échange thermique par convection (isolant_ambiance)
- h_{rvc} : Coefficient 'échange par rayonnement (vitre_ciel)
- h_{rmv} : Coefficient 'échange par rayonnement (vitre_absorbeur)
- h_{ris} : Coefficient 'échange par rayonnement (isolant_sol)
- P_v : Puissance absorbée par la vitre
- P_n : Puissance captée par l'absorbeur

IV.2.3- Mise en équations pour chaque noeud :

§ Echange dans l'extérieur de la vitre :

$$\frac{m_v Cp_v}{Surf_v} \left(\frac{dT_{ve}}{dt} \right) = P_v + h_{rvc}(T_c - T_{ve}) + h_{vam}(T_{am} - T_{ve}) + K_v(T_{vi} - T_{ve}) \dots \dots \dots (1)$$

§ Echange dans la vitre intérieure :

$$\frac{m_v Cp_v}{Surf_v} \left(\frac{dT_{vi}}{dt} \right) = h_{rmv}(T_n - T_{vi}) + h_{vvn}(T_n - T_{vi}) + K_v(T_{ve} - T_{vi}) \dots \dots \dots (2)$$

§ Echange dans l'absorbeur :

$$\frac{m_n Cp_n}{Surf_n} \left(\frac{dT_n}{dt} \right) = P_n + h_{rmv}(T_{vi} - T_n) + h_{vvn}(T_{vi} - T_n) + h_{van}(T_F - T_n) + h_{rni}(T_{ii} - T_n) \dots \dots \dots (3)$$

§ Echange dans le fluide caloporteur :

$$\frac{m_F C_{p_F}}{Surf_F} (T - T^*) = h_{vai} (T_n - T_F) + h_{vai} (T_{ii} - T_F) \dots \dots \dots (4)$$

§ Echange dans la surface de tube à coté de l'isolant :

$$\frac{m_i C_{p_i}}{Surf_i} \left(\frac{dT_{ii}}{dt} \right) = h_{vai} (T_F - T_{ii}) + K_{ci} (T_{ie} - T_{ii}) + h_{mi} (T_n - T_{ii}) \dots \dots \dots (5)$$

§ Echange paroi extérieure de l'isolant sol :

$$\frac{m_i C_{p_i}}{Surf_i} \left(\frac{dT_{ie}}{dt} \right) = K_{ci} (T_{ii} - T_{ie}) + h_{ris} (T_{sol} - T_{ie}) + h_{vs} (T_{am} - T_{ie}) \dots \dots \dots (6)$$

IV.3 - Simulation du capteur

La densité de flux de chaleur échangée entre un point de température T₁ et un autre point de température T₂ peut s'écrire sous la forme :

$$Q_{21} = h_{21} \cdot S (T_2 - T_1)$$

Cette expression est semblable à la loi d'Ohm, et autorisé les analogies suivantes entre les grandeurs thermiques et électriques (tableau 01)

Tableau 01

Grandeur thermique	Grandeur électrique
Température	Potentiel électrique
flux thermique	Courant électrique
Résistance thermique	Résistance électrique
Capacité thermique	Capacité électrique
Densité de flux de chaleur	Densité de courant
Conductivité thermique	Conductivité électrique
Résistivité thermique	Résistivité électrique

On peut appliquer les lois d'Ohm et de Kirchoff considérons une section spatiale quelconque du système à l'instant t, soit (i) l'un des milieux représentés dans cette section (m_i) sa masse en Kg, Cp_i sa chaleur spécifique $\left(\frac{J}{Kg \cdot ^\circ K} \right)$ et T_i sa température ($^\circ K$).

Le bilan thermique ou noeud i donne :

$$m_i Cp_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \sum_{j=1}^n \frac{1}{R_{ij}} (T_j - T_i) + P_i$$

n : ensemble de j pour lesquelles T_j est un potentiel connecte à T_i

P_i : terme source au puits.

IV.3.1- Discrétisation des équations

§ Echange dans l'extérieur la vitre :

$$\frac{m_v Cp_v}{Surf_v \Delta t} (T_{ve}^{t+\Delta t}(j+1) - T_{ve}^t(j+1)) = P_v + h_{rvc} (T_c - T_{ve}^{t+\Delta t}(j+1)) + h_{v.om} (T_{om} - T_{ve}^{t+\Delta t}(j+1)) + K_v (T_{vi}^{t+\Delta t}(j+1) - T_{ve}^{t+\Delta t}(j+1)) \dots \dots \dots 07$$

§ Echange dans la vitre intérieure :

$$\frac{m_v Cp_v}{Surf_v \Delta t} (T_{vi}^{t+\Delta t}(j+1) - T_{vi}^t(j+1)) = h_{r.nv} (T_n^{t+\Delta t}(j+1) - T_{vi}^{t+\Delta t}(j+1)) + h_{vvn} (T_n^{t+\Delta t}(j+1) - T_{vi}^{t+\Delta t}(j+1)) + K_v (T_{ve}^{t+\Delta t}(j+1) - T_{vi}^{t+\Delta t}(j+1)) \dots \dots \dots 08$$

§ Echange dans l'absorbeur

$$\frac{m_n Cp_n}{Surf_n \Delta t} (T_n^{t+\Delta t} - T_n^t) = P_n + h_{rvn} (T_{vi}^{t+\Delta t}(j+1) - T_n^{t+\Delta t}(j+1)) + h_{vvn} (T_{vi}^{t+\Delta t}(j+1) - T_n^{t+\Delta t}(j+1)) + h_{van} (T_F^{t+\Delta t}(j) - T_n^{t+\Delta t}(j+1)) + h_{mi} (T_{ii}^{t+\Delta t}(j+1) - T_n^{t+\Delta t}(j+1)) \dots \dots \dots 09$$

§ Echange dans fluide caloporteur :

$$\dot{m}_F Cp_F (T_F^{t+\Delta t}(j+1) - T_F^{t+\Delta t}(j)) = h_{van} (T_n^{t+\Delta t}(j+1) - T_F^{t+\Delta t}(j)) + h_{vac} (T_{ii}^{t+\Delta t}(j+1) - T_F^{t+\Delta t}(j)) \dots \dots \dots 10$$

§ Echange dans la surface de l'isolant :

$$\frac{m_i Cp_i}{Surf_i \Delta t} (T_{ii}^{t+\Delta t}(j+1) - T_{ii}^t(j+1)) = h_{voi} (T_F^{t+\Delta t}(j) - T_{ii}^{t+\Delta t}(j+1)) + K_{ii} (T_{ie}^{t+\Delta t}(j+1) - T_{ii}^{t+\Delta t}(j+1)) + h_{mi} (T_n^{t+\Delta t}(j+1) - T_{ii}^{t+\Delta t}(j+1)) \dots \dots \dots 11$$

§ Echange paroi extérieure de l'isolant-sol :

$$m_i Cp_i (T_{ie}^{T+\Delta t}(j+1) - T_{ie}^t(j+1)) = K_{ci} (T_{ii}^{T+\Delta t}(j+1) - T_{ie}^{T+\Delta t}(j+1)) + h_{ris} (T_{sol} - T_{ie}^{T+\Delta t}(j+1)) + h_{vs} (T_{om} - T_{ie}^{T+\Delta t}(j+1)) \dots\dots\dots 12$$

On obtient un système d'équation de six inconnus.

$$B_{ij} \bullet T_i = F_c$$

Avec

$$j=1 \dots\dots\dots 6, \quad i=1 \dots\dots\dots 6$$

Tel que :

$$B_{11} = \frac{m_v Cp_v}{Surf_v \Delta t} + h_{rve} + h_{vom} + K_v$$

$$B_{12} = -K_v$$

$$B_{13} = B_{14} = B_{15} = B_{16} = 0$$

$$F_1 = h_{v.om} T_{om} + P_v + h_{rv.c} T_c + \frac{m_v Cp_v}{Surf_v \Delta t} T_{ve}^t(j+1)$$

$$B_{21} = -K_v$$

$$B_{22} = \frac{m_v Cp_v}{Surf_v \Delta t} + h_{rmv} + h_{vvn} + K_v$$

$$B_{23} = -(h_{rmv} + h_{vvn})$$

$$B_{24} = B_{25} = B_{26} = 0$$

$$F_2 = \frac{m_n Cp_n}{Surf_n \Delta t} T_{vi}^t(j+1)$$

$$B_{31} = 0$$

$$B_{32} = -(h_{vvn} + h_{rmv})$$

$$B_{33} = \frac{m_n Cp_n}{Surf_n \Delta t} + h_{rmv} + h_{vvn} + h_{van} + h_{mi}$$

$$B_{34} = 0$$

$$B_{35} = -h_{mi}$$

$$F_3 = P_n + \frac{m_n C p_n}{Surf_n \Delta t} \cdot T_n^t(j+1) + h_{van} T_F^{t+\Delta t}(j)$$

$$B_{41} = B_{42} = 0$$

$$B_{43} = -h_{van}$$

$$B_{44} = \frac{\dot{m}_f C p_f}{Surf_f}$$

$$B_{45} = -h_{vai}$$

$$B_{46} = 0$$

$$F_4 = \left(\frac{\dot{m} C p_F}{Suef_F} - h_{vai} - h_{van} \right) T_F^{t+\Delta t}(j)$$

$$B_{51} = B_{52} = B_{54} = 0$$

$$B_{53} = -h_{mi}$$

$$B_{55} = \left(\frac{m_i C p_i}{Surf_i \cdot \Delta t} + h_{vai} + K_{ci} + h_{mi} \right)$$

$$B_{56} = -K_{ci}$$

$$F_5 = \frac{m_i C p_i}{Surf_i \cdot \Delta t} \cdot T_{ii}^t(j+1) + h_{voi} T_F^{t+\Delta t}(j)$$

$$B_{61} = B_{62} = B_{63} = B_{64} = 0$$

$$B_{65} = -K_{ci}$$

$$B_{66} = \frac{m_i C p_i}{Surf_i \cdot \Delta t} + K_{ci} + h_{ris} + h_{vs}$$

$$F_6 = \frac{m_i C p_i}{Surf_i \cdot \Delta t} T_{ie}^t(j+1) + h_{ris} \cdot T_{sol} + h_{vs} \cdot T_{am}$$

IV. 3. 2- Bilan thermique du capteur

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

$$P_p = P_u + P_a + P_s$$

P_p : La puissance absorbée à la surface de l'absorbeur.

P_u : La puissance utile.

P_a : La 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 : La puissance stockée sous forme de chaleur ; vive dans les différents éléments du capteur, pour un capteur à inertie thermique négligeable ou dans le cas de régime thermique permanent $\Rightarrow P_s = 0$

IV.4 - Calcul des coefficients de transfert

§ Par rayonnement

Calcul de h_{vam}

$$h_{vam} = 5.67 + 3.86.vv$$

vv : vitesse du vent exprimée en (m/s)

Calcul de tc

$$tc = 0.552(t_{am})^{1.5}$$

t_{am} : température ambiante en K^0

Calcul de h_{rvc}

$$h_{rvc} = S(tc + tve)(tc^2 + tve^2)$$

Calcul de h_{ris}

$$h_{ris} = S(t_{ie} + t_{sol})(t_{ie}^2 + t_{sol}^2)$$

Calcul de h_{rnv}

$$h_{rnv} = S \frac{(t_{vi} + t_a)(t_{vi}^2 + t_a^2)}{\frac{1 - e_v}{e_v} + 1 + \frac{1 - e_a}{e_a}}$$

Pour ε_v : l'émissivité de la vitre.

ε_a : l'émissivité de l'absorbeur.

§ Par Convection

Calcul de h_{vvn}

$$h_{van} = Nu \cdot \frac{\lambda_a}{b}$$

b : distance entre le vitre et l'absorbeur

Nu : nombre de Nusselt

λ_a : conductivité thermique de l'air

Calcul de Nu A) si $0 < \varphi < \varphi^0$

$$Nu = 1 + 1,44 \left(1 - \frac{1708}{Gr \cdot Pr \cdot \cos j}\right) \left[1 - \frac{1708(\sin(1,8j))^{1,6}}{Gr \cdot Pr \cdot \cos j}\right] + \left[\left(\frac{Gr \cdot Pr \cdot \cos j}{5830}\right)^{1/3} - 1\right]$$

Si $\varphi^0 < \varphi < 90^0$

$$Nu = (\sin j)^{1/4} Nu(90^0)$$

Si $90^0 < \varphi < 180^0$

$$Nu = 1 + [Nu(90^0) - 1] \sin j \quad \text{Avec : } j^0 = \tan^{-1}(4800 \cdot Pr)$$

$$Gr = \frac{g \cdot b \cdot \Delta T \cdot L}{u^2} \quad Ra = Gr \cdot Pr \quad j : \text{Inclinaison}$$

$$Pr = mc_p / I$$

b) :

$$Nu = 1 \dots \dots \dots Ra \cdot \cos j < 1708$$

$$Nu = 1 + 1,446 \left(1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos j}\right) \dots \dots \dots 1708 < Ra \cdot \cos j < 2500$$

$$Nu = 0,157 (Ra \cdot \cos j)^{0,285} \dots \dots \dots 2500 < Ra \cdot \cos j < 10^6$$

Calcul de h_{van}

$$Re = r \cdot v \cdot D / m$$

$$Gz = \frac{Re \cdot Pr \cdot D}{L}$$

Pour $Gz < 100$

$$Nu = 3,66 + \frac{0,085 \cdot Gz}{1 + 0,047 \cdot Gz^{2/3}} \left[\frac{m_a}{m_p} \right]^{0,14} \quad (\text{Haussen})$$

 $Gz > 100$

$$Nu = 1,86 \cdot Gz^{1/3} \left[\frac{m_a}{m_p} \right]^{0,14} + 0,87 [1 + 0,015 \cdot Gz^{1/3}] \quad (\text{sieder-tate})$$

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

$$Nu = 0,116 [Re^{2/3} - 125] Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3} \right] \left[\frac{m_a}{m_p} \right]^{0,14} \quad (\text{Haussen})$$

Dans le cas d'un écoulement turbulent ($Re > 10000$)

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[\frac{m_a}{m_p} \right]^{0,14} \quad (\text{sieder-tate})$$

Avec :

μ_a : viscosité dynamique de l'eau à la température considérer en (PI)

μ_p : viscosité dynamique de l'eau à la paroi température considérer.

Nu : nombre de nusselt

Re : nombre de Reynolds

Pr : nombre de Prandtl

Gz : nombre de Gràetz

Ra : nombre de Rayleigh

λ_a : conductivité thermique de l'air

b : distance entre le vitre et l'absorbeur en m

L : longueur caractéristique en m

λ : coefficient de conductivité thermique en W/m.k

ρ : masse volumique en kg/m³

ν : viscosité cinématique en m²/s

c_p : chaleur massique en J/kg.K

ν : vitesse moyenne en m/s

D : diamètre de la conduite en m

IV.5 - Calcul du flux absorbé par l'absorbeur et la vitre

IV.5.1 - transmission du rayonnement dans la vitre

Si: n_1 et n_2 désignent les indices de réfraction de deux milieux, un rayon frappant l'interface à une incidence i sera partiellement réfléchi et partiellement réfracté. Le rayon réfracté aura une incidence q , tel que [22] :

$$\frac{\sin i}{\sin q} = \frac{n_1}{n_2}$$

Ou encore :

$$q = \arcsin\left(\frac{\sin i}{n}\right)$$

n : désigne l'indice de réfraction du milieu (2) par rapport au milieu (1)

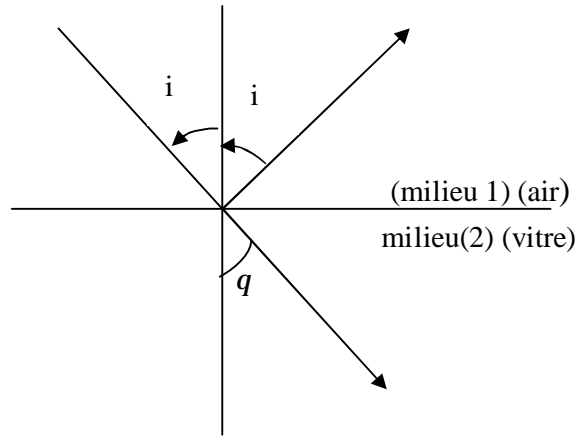


Fig. IV.4- transmission du rayonnement

On caractérise la réflectivité de l'interface par deux coefficients r_n et r_p , correspondant aux deux directions de polarisation du rayon incident dans la direction perpendiculaire et parallèle au plan d'incidence. Ces coefficients sont donnés par :

$$r_n = \frac{\sin^2(i-q)}{\sin^2(i+q)}$$

$$r_p = \frac{\operatorname{tg}^2(i-q)}{\operatorname{tg}^2(i+q)}$$

On définit le coefficient de transmission correspondant q et la longueur d'onde l par :

$$t_l' = e^{-K_l x}$$

K_l : Coefficient d'extinction correspondant à la longueur d'onde

x : distance parcourue par le rayon réfracté

Lorsque K_l est constant où que l'on s'intéresse à une marge assez limitée de l ,

l'équation précédente devient :

$$t' = e^{-K x}$$

Pour une lame de verre d'épaisseur, les coefficients de réflexion, de transmission et d'absorption seront donnés par les relations suivantes :

$$r(r', t') = r' \left(1 + \frac{t'^2 (1-t')^2}{1 - r'^2 t'^2} \right)$$

$$t(r', t') = t' \frac{(1-t')^2}{1 - r'^2 t'^2}$$

Avec :
$$t' = e^{-k \frac{e}{\cos q}}$$

Pour déterminer ρ , et t en fonction d'un angle d'incidence (i) on utilise les relations suivantes :

$$r = \frac{1}{2}(r(r_n, t') + r(r_p, t'))$$

$$t = \frac{1}{2}(t(r_n, t') + t(r_p, t'))$$

$$\text{et } \alpha = 1 - \rho - \tau$$

IV.5.2 - Le flux absorbé par l'absorbeur

Pour un flux direct I_{bi} incident sur la surface du capteur, $t.I_{bi}$ sera transmis et arrivera à la surface de l'absorbeur, où $a_p t.I_{bi}$ sera absorbé et $r_p t.I_{bi}$ sera réfléchi, le flux réfléchi sera à son tour partiellement réfléchi par le vitrage donc les multiples réflexions et absorptions du flux, on a [22] :

$$\begin{aligned} P_p &= I_{bi} [ta_p + ta_p r_p r_d + ta_p r_p^2 r_d^2 + \dots] \\ \Rightarrow \frac{P_{p1}}{I_{bi}} &= ta_p \sum_{n=0}^{\infty} (r_p r_d)^n \\ &= \frac{ta_p}{1 - r_d (1 - a_p)} \end{aligned}$$

t : est le facteur de transmission du vitrage au rayonnement solaire qu'il s'agisse d'un vitrage simple avec $t(i)$ est calculé par la formules précédente.

r_d : est le coefficient de réflexion hémisphérique du vitrage et sera en pratique r_d : est souvent pris comme étant égal à $r(60^\circ)$.

a_p : est le coefficient d'absorption de l'absorbeur pour les longueurs d'onde I correspondant ou rayonnement solaire.

Lorsque le flux incident est diffus, il est facile de voir que la relation précédente s'écrira:

$$\frac{P_{p2}}{I_{di}} = \frac{t_d a_p}{1 - r_d (1 - a_p)} \quad [23].$$

t_d : est le facteur de transmission hémisphérique du vitrage simple, que l'on peut prendre égale à $t(60^\circ)$. Donc le flux solaire absorbé par l'absorbeur à un instant donné, étant la somme d'un flux direct et d'un flux diffus :

$$P_p = P_{p1} + P_{p2} = I_{bi} \frac{t a_p}{1 - r_d (1 - a_p)} + I_{di} \frac{t_d a_p}{1 - r_d (1 - a_p)}$$

$$P_v = I_{bi} a_v + I_{di} a_d$$

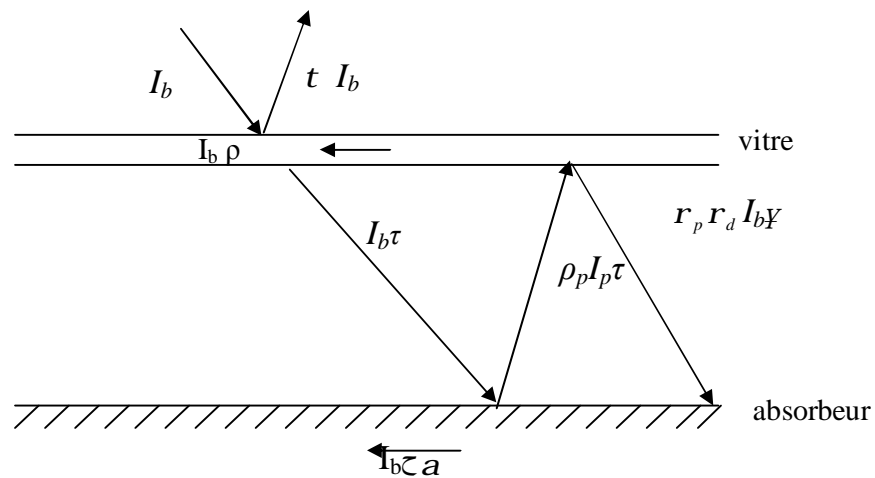


Fig. IV.5- Le flux absorbé est réfléchi

IV.5.3 - Influence de la température de l'absorbeur

Les déperditions du flux (P_a) échangé avec l'environnement sont déterminées par une analogie électrique suivante:

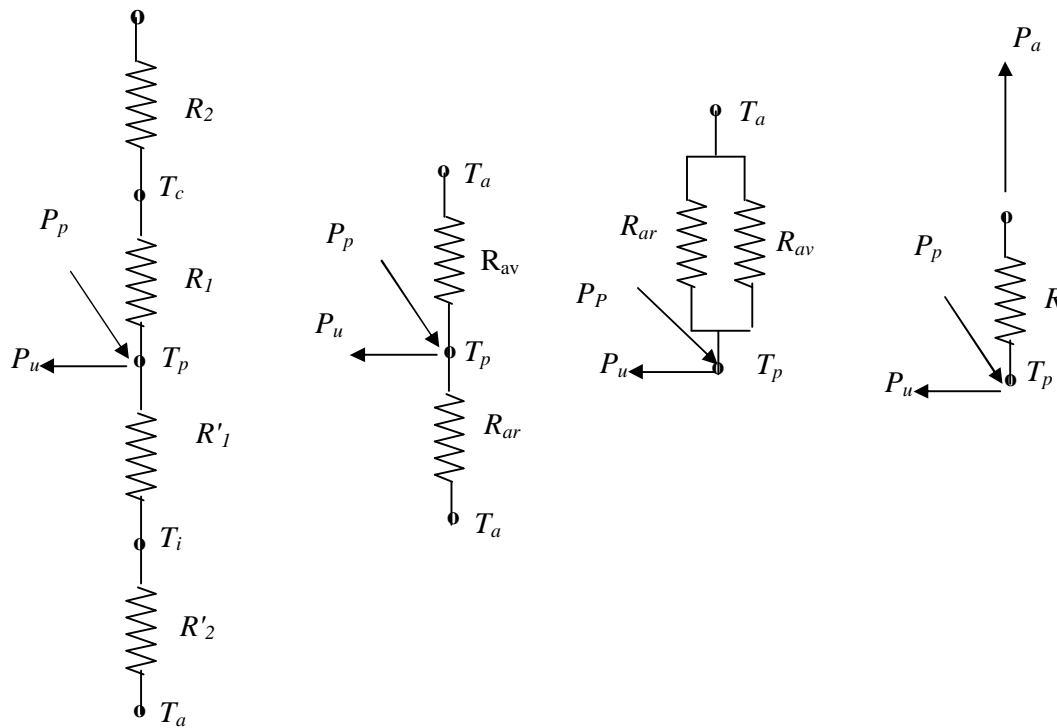


Fig.IV.6- analogie électrique permettant de déterminer le flux thermique perdu avec l’environnement à la température ambiante

Soit R_1 la résistance thermique existant entre la surface d’absorbeur T_p et la vitre à T_c , la résistance thermique est l’inverse de la conductance thermique. Soit h_{vvn} , h_{mv} les coefficients d’échange thermique relatifs respectivement à la convection et au rayonnement, on a :

$$R_1 = \frac{1}{h_{vvn} + h_{mv}}$$

Soit R_2 : la résistance thermique entre la vitre et l’extérieur à T_a :

$$R_2 = \frac{1}{h_{vom} + h_{rvc}}$$

R_1 et R_2 étant en série, la résistance thermique vers l’avant du capteur R_{av} qui s’écrit :

$$R_{av} = R_1 + R_2 .$$

R_{av} : résistance thermique vers l’avant du capteur

* soit R'_1 la résistance thermique créée par l'isolant, qu'est écrit par la forme suivante :

$$R'_1 = \frac{1}{K_{ci} + h_{mi}}$$

* la conductance thermique sera notée K et la résistance thermique R on a donc :

$$K = 1/R$$

Soit R'_2 la résistance thermique entre la force externe de l'isolant et l'air ambiant en générale.

D'après [14] cette résistance peut être négligée la température de surface de l'isolant étant le plus souvent très proche de celle de l'air à T_a [22]. De même que par l'avant on définit une résistance thermique arrière R_{ar} qui s'écrit:

$$R_{ar} = R'_1 + R'_2 \qquad R'_2 = \frac{e_2}{K_2} \frac{A}{A_2}$$

Donc :

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_{av}} + \frac{1}{R_{or}} = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R'_1 + R'_2}$$

Et on utilisant les conductances thermiques

$$K = K_{av} + K_{or}$$

$$K_{av} = \frac{1}{R_1 + R_2} \quad , \quad K_{or} = \frac{1}{R'_1 + R'_2}$$

Donc d'après le schéma le flux thermique échangé avec l'environnement à T_a s'écrit :

$$P_a = K(T_p - T_a)$$

P_a : Puissance perdu avec l'environnement.

IV.5.4 - Rendement instantané d'un absorbeur

Le rendement instantané d'un absorbeur s'écrit [8]:

$$h_p = \frac{P_u}{P_p}$$

Pour $P_s = 0$ (faible masse des composants, faible chaleur spécifique)

$$h_p = \frac{P_p}{P_p} - \frac{P_a}{P_p} = 1 - \frac{P_a}{P_p}$$

Cette simple relation montre que dans la conception d'un capteur, on aura toujours intérêt à :

- diminuer la puissance perdue P_a
- augmenter la puissance absorbée P_p

$$\Rightarrow h_p = 1 - \frac{K(T_p - T_a)}{P_p}$$

IV.5.5 - Rendement optique du capteur

Le rendement optique du capteur est défini par :

$$h_0 = \frac{P_p}{P_T} = \frac{I_{bi}}{P_T} \frac{Y a_p}{1 - t_d(1 - a_p)} + \frac{I_{di}}{P_T} \frac{Y_d a_d}{(1 - t(1 - a_p))}$$

P_p : Puissance absorbé par l'absorbeur

P_T : est la puissance sur le plan de capteur (puissance totale) ($P_T = I_{bi} + I_{di}$)

IV.6 - Influence de la température d'entrée du fluide caloporteur

Il parait plus judicieux de chercher à déterminer le rendement du capteur en fonction non pas de la température T_n de l'absorbeur, mais plutôt en fonction de la température T_{fe} du fluide à l'entrée du capteur.

En réalité, la plaque est soumise à un champ de température non uniforme, constant en régime permanente, en première approximation, on peut négliger les variations de la température suivant Y et Z peut alors écrire :

$$\frac{dT_n}{dy} = \frac{dT_n}{dz} = 0$$

Cela revient à considérer que la température de la plaque ne dépend que de x .

Néanmoins on la considérera constante pour la partie située au dessus d'une tuyauterie, c'est-à-dire sur une longueur D_e , la température de la plaque n'est donc supposée varier que sur la longueur $2L$ correspondant à l'intervalle séparant deux tuyauteries.

Pour déterminer l'évolution de cette température, on écrit l'équation de la chaleur relative à un élément de plaque d'épaisseur d , de largeur dx et de longueur L située à la côte x entre deux tuyauteries.

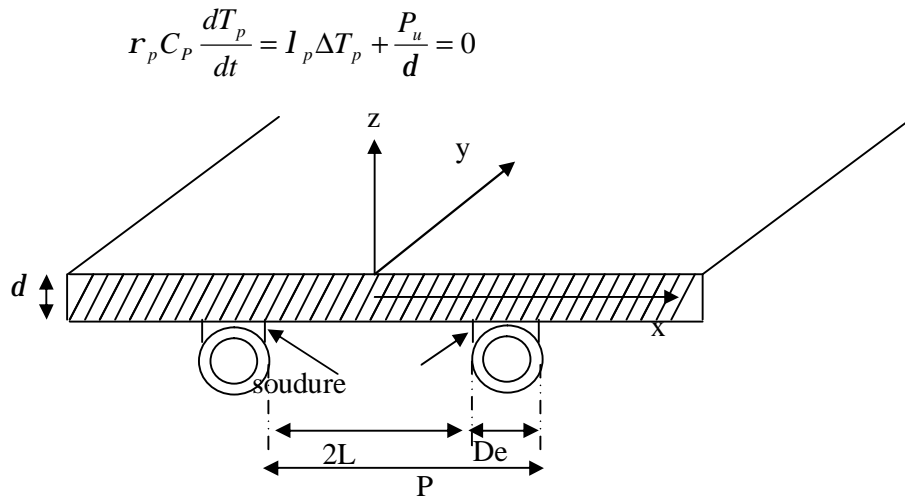


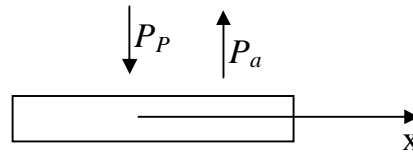
Fig.IV.7-coupe du capteur et évolution de la température de la plaque en fonction de x

Avec λ_n représente la conductivité thermique du matériau constituant la plaque absorbante en régime permanent on a :

$$\frac{dT_p}{dt} = 0$$

On à

$$P_u = P_p - P_a$$



La température T_p étant indépendante des variables y et z . Le Laplacien de la température s'écrit

$$\Delta T_n = \frac{d^2 T_p}{dx^2}$$

u: conductance globale

L'équation de la chaleur devient alors :

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \frac{K}{I_p d} \left[T_p - \left(T_a - \frac{P_p}{K} \right) \right]$$

La résolution de cette équation différentielle du second ordre nécessite la connaissance de deux conditions aux limites. Par la symétrie on a :

$$\left. \frac{dT_p}{dx} \right|_{n=0} = 0$$

D'autre part on fait l'hypothèse que la température de la soudure T_s est égale à la température T_p locale. Supposée constante sur la longueur correspondant au diamètre extérieur du conduit donc :

$$T_n = T_s \text{ que } : x=L$$

En posant

$$m^2 = \frac{K}{l_p d}$$

La solution de l'équation différentielle :

$$T_p(x) = T_a + \frac{P_p}{K} + \left[T_s - \left(T_a + \frac{P_p}{K} \right) \right] \frac{ch(m, x)}{ch(m, L)}$$

Pour déterminer la puissance thermique Q_f absorbée par le fluide caloporteur par mètre de longueur de tuyauterie cette puissance est égale à l'apport solaire P_n diminué des pertes thermiques P_a et augmenté des apports par conduction thermique ; le bilan est :

$$Q_f = (P_p - P_a)D_e - 2l_n \cdot d \left. \frac{dT_p}{dx} \right|_{x=L}$$

$$\text{Posons } h_L = \frac{th(m.W)}{m.W}$$

th : Tangente hyperbolique

Q_f : La puissance thermique absorbée par le fluide caloporteur

$$\text{On obtient alors } Q_f = [P_p - K(T_s - T_a)](D_e + 2Lh_L)$$

g : Le périmètre mouillé de la conduite : $g = pD_i$ et le D_i diamètre intérieur du conduit.

h_{cf} : coefficient par convection par le fluide.

On obtient alors :

$$Q_f = [P_p - K(T_s - T_a)]P.F$$

$$P = D_e + 2L$$

$$F = \frac{1}{\frac{P}{(D_e + 2Lh_L)} + \frac{P.K}{g \cdot h_{cf}}}$$

F : appelé rendement d'irrigation

Ce facteur correspondant au rapport de la résistance thermique plaque absorbante-air ambiante sur la résistance thermique fluide-air ambiante.

* considérons à présent un volume élémentaire du fluide. L'équation de bilan thermique

$$\dot{m} C_p dT_f = Q_f dy$$

\dot{m} : Débit massique du fluide caloporteur

C_p : La capacité calorifique du fluide

$$\frac{dT_f}{T_f - T_a - \frac{P_p}{K}} = -\frac{P.F.K}{\dot{m} C_p} dy$$

La condition aux limites :

$$T_f = T_{fe} \quad \text{Que } y=0$$

$$T_f = T_{fs} \quad \text{Que } y=1$$

$$\dot{M} = \frac{\dot{m}}{P.l}$$

Le débit massique par unité de surface de capteur :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{P_p}{u}}{T_{fe} - T_a - \frac{P_p}{K}} = \exp\left(-\frac{F.K}{\dot{M} C_p}\right)$$

Cette expression permet de déterminer la température de sortie T_{fs} du fluide caloporteur en fonction de la température d'entrée T_{fe} , donc la puissance fournie au fluide par mètre carré de capteur s'écrit :

$$Q_u = \dot{M} C_p (T_{fs} - T_{fe})$$

Posons :

$$F_t = \frac{\dot{M} C_p}{K} \left[1 - \exp\left(-\frac{F.K}{\dot{M} C_p}\right) \right]$$

F_t : Facteur de transfert thermique

Donc :

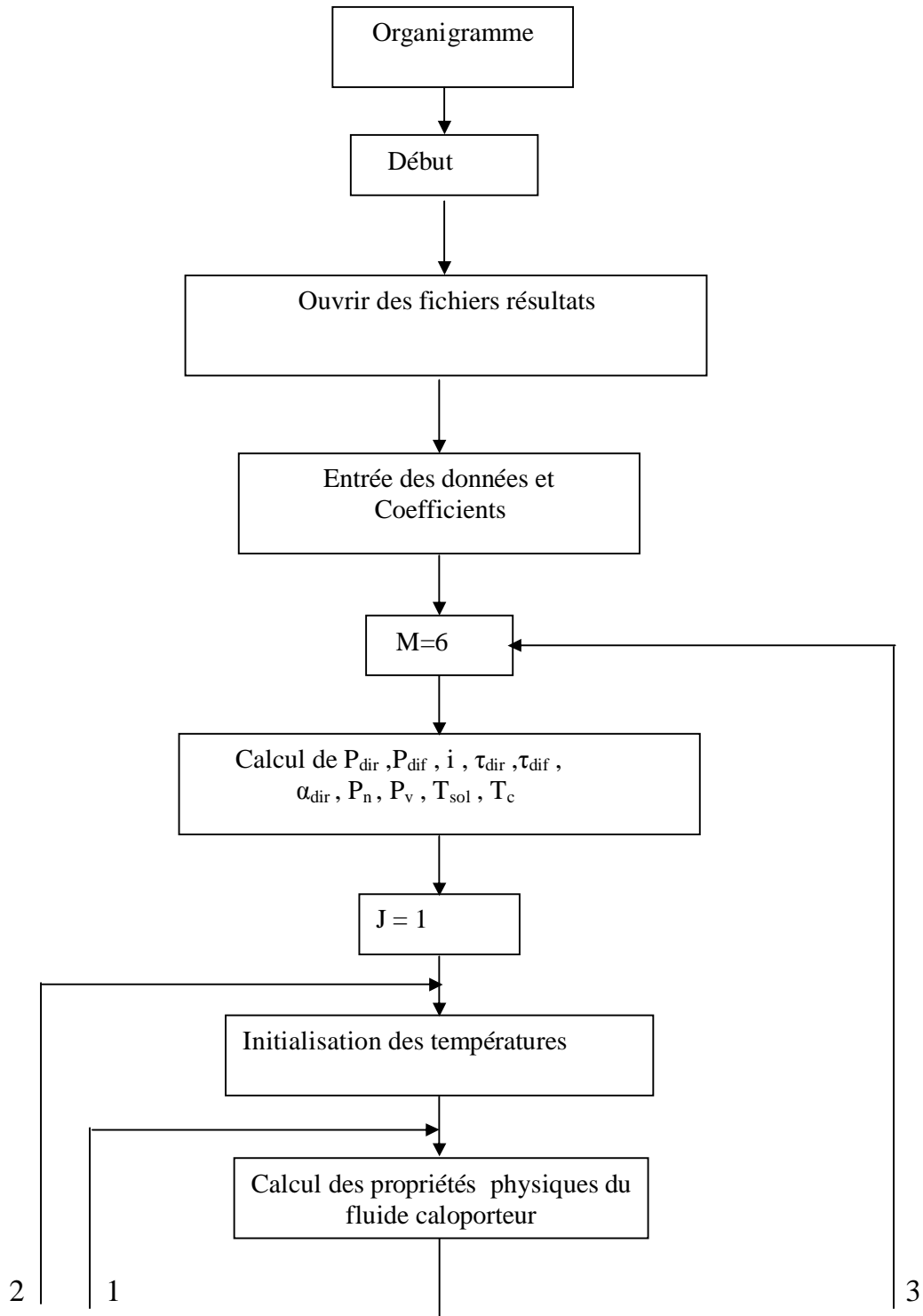
$$Q_u = F_t (P_p - K(T_{fe} - T_a))$$

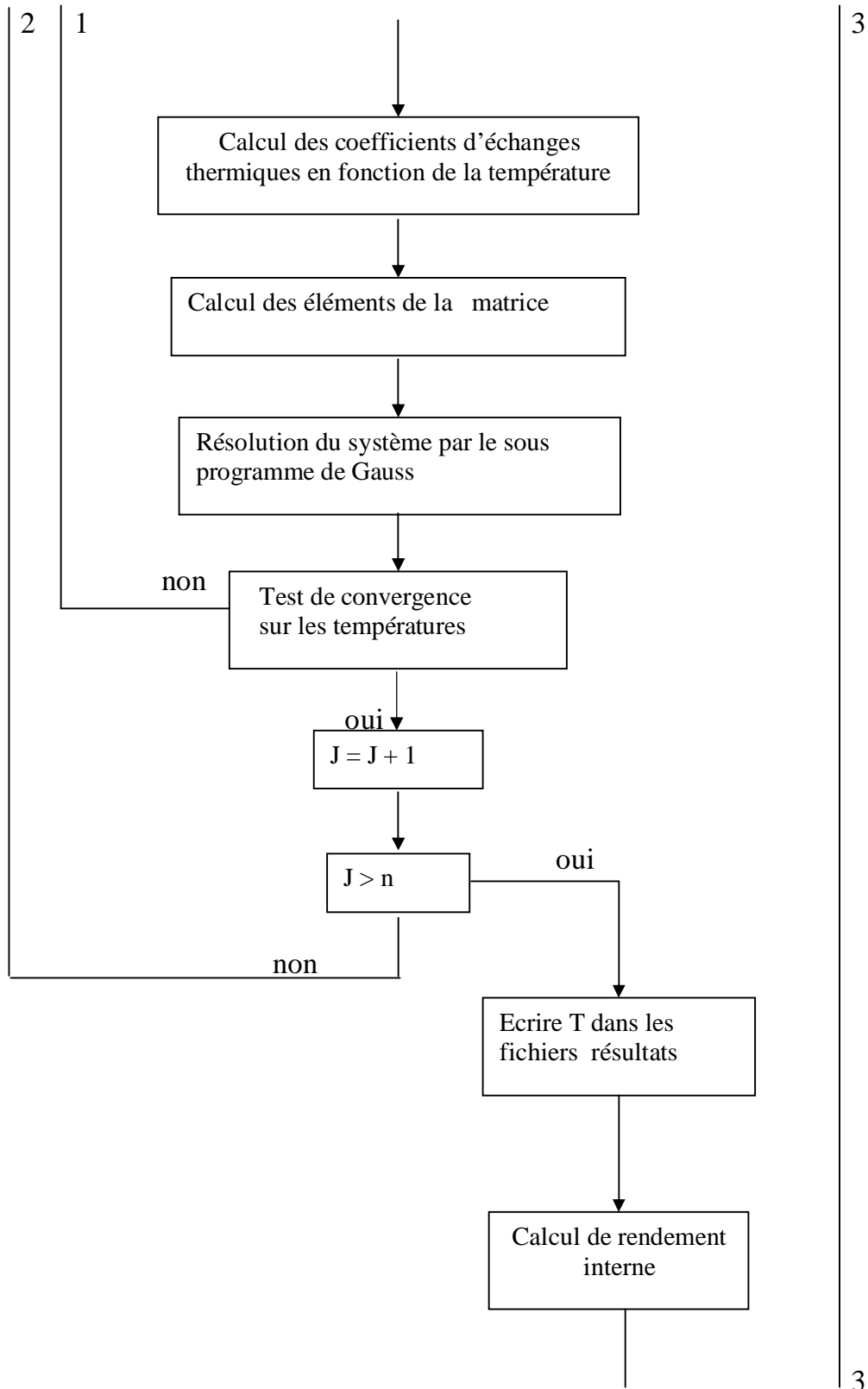
IV.7 - Le rendement instantané du capteur

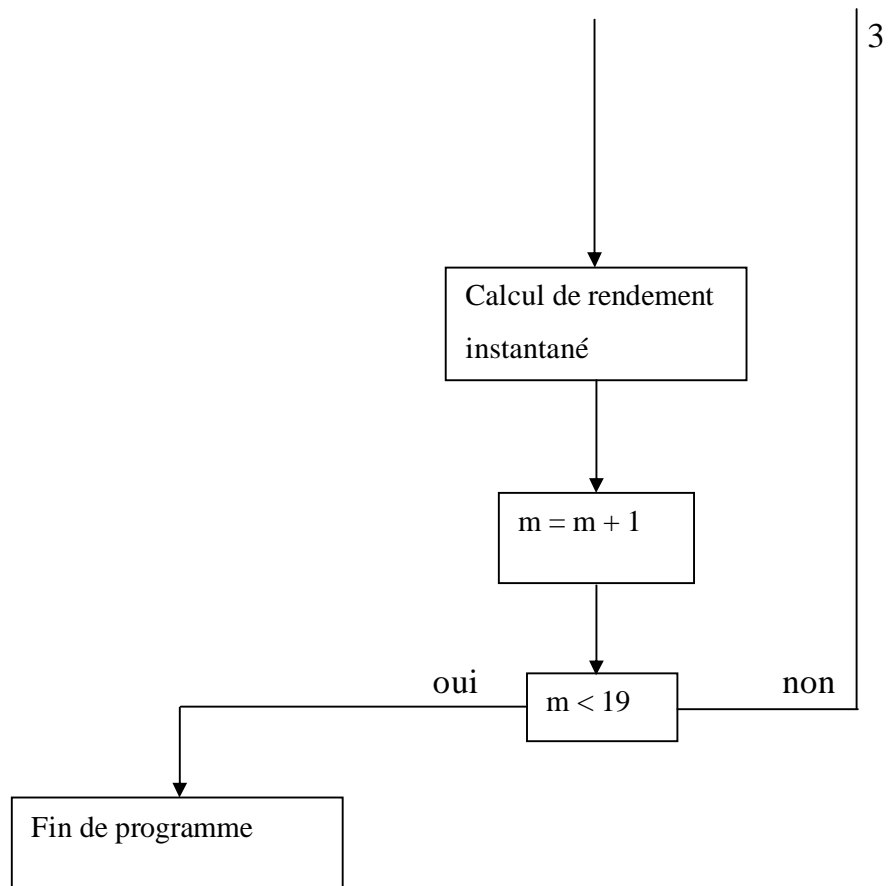
$$h = F_t \left(h_0 - K \frac{T_{fe} - T_a}{P_T} \right)$$

h_0 : Rendement optique

P_T : L'éclairement solaire reçu par le capteur.

Organigramme :





Procédure de calcul :

Le programme de calcul s'effectue en première sur la 1^{ère} maille, suivant les étapes citées ci dessous. La plupart des coefficients d'échanges thermiques sont en fonction des températures des noeuds. Dans ce cas là nous proposons la procédure suivante :

Etape : 01) calculer l'angle horaire w , le rayonnement globale journalier, le rayonnement direct et diffus.

Etape : 02) calcul des puissances absorbées par la vitre et la plaque.

Etape : 03) calcul des divers coefficients d'échanges thermiques h , (conduction, convection et rayonnement) entre les divers noeuds en fonction de leurs températures à l'instant (t).

En prenant comme température initiale la température ambiante.

Etape : 04) calculer les températures des noeuds à partir des valeurs de h calculer précédemment.

Etape : 05) faire un test de convergence sur les températures prises pour le calcul des coefficients de transfert et les températures calculées.

S'il n'y a pas de convergence, les températures calculées sont prises comme températures initiales et on répète les étapes (03) et (04) jusqu'à la convergence des températures.

Une fois la converge confirmée on passe à la 2^{ème} maille en prenant les températures des noeuds de 1^{er} maille calculés comme températures d'entrée aux noeuds de la 2^{ème} maille ainsi de suite jusqu'à la dernier maille.

CHAPITRE : V

Résultats et discussion

Dans le cadre de cette étude nous avons adapté les hypothèses suivantes :

- les calculs sont effectués à Constantine en tenant compte des coordonnées géographiques (latitude 37° nord, longitude 6 Est).
- avec une zone de la condition normale pour un albédo $\rho = 0.2$.
- l'inclinaison du capteur est égale à 25° par rapport à l'horizontale et avec un azimut de 0° par rapport au sud.
- les températures ambiantes ont été données par la formule :
$$T_a(t) = [(T_a \max - T_a \min)/2] \cdot \sin[(t-8) \cdot \pi/12] + (T_a \max + T_a \min)/2$$

Avec :

$T_a \max$: température maximale journalière.

$T_a \min$: température minimale journalière.

t : temps local.

- la température d'entrée d'eau caloporteur est égale à 35°.
- Le débit d'eau est égal à 60 litre par heure.

Résultats et discussions

1) Déclinaison du soleil :

La déclinaison solaire δ varie tout le long de l'année, en utilisant la relation $[\delta = 23,45 \cdot \sin((320/365) \cdot (284+n))]$ on obtient la déclinaison en fonction du quantième jour n de l'année, la courbe représentative de cette déclinaison est représentée sur la figure (V.1). On remarque que la déclinaison varie de $+23.44^\circ$ à -23.44° , est nulle aux équinoxes de printemps et d'automne, maximale au solstice d'été. et minimale au solstice d'hiver, nous remarquons par ailleurs que l'allure est sinusoïdale.

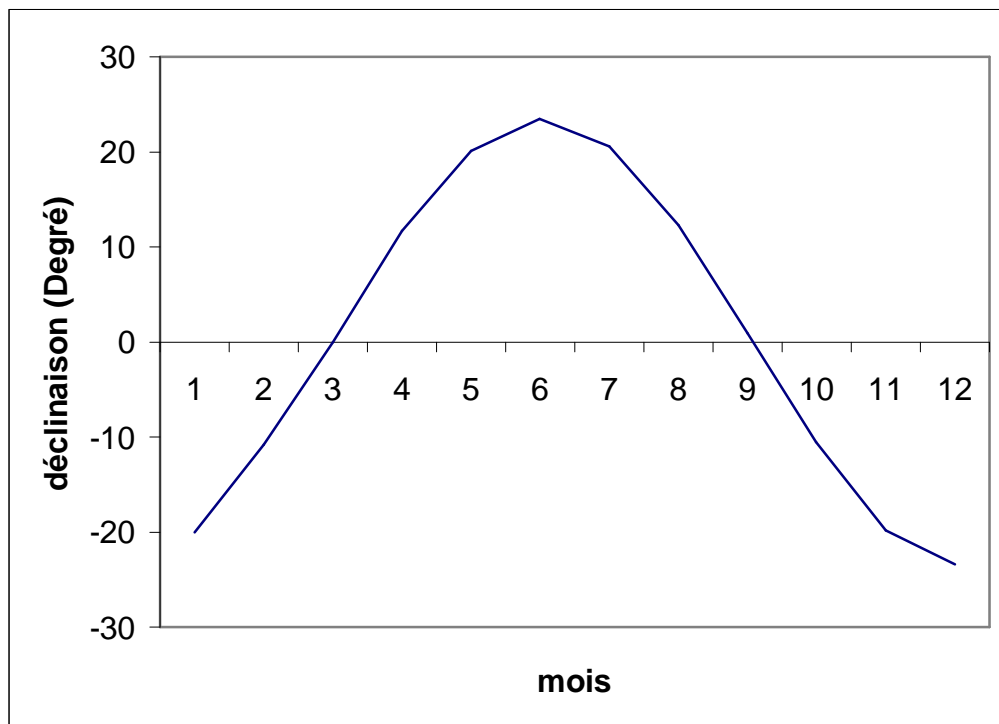


Fig.V.1 - la déclinaison du soleil le long de l'année

2) rayonnement journalier extra – terrestre :

La figure (V.2) représente la variation du rayonnement journalière extra – terrestre à Constantine au cours de l'année, L'irradiation journalière hors-atmosphère passe par un maximum pour une déclinaison maximale ($\delta = +23.44^{\circ}$) et par minimum pour une déclinaison minimale ($\delta = -23.44^{\circ}$).

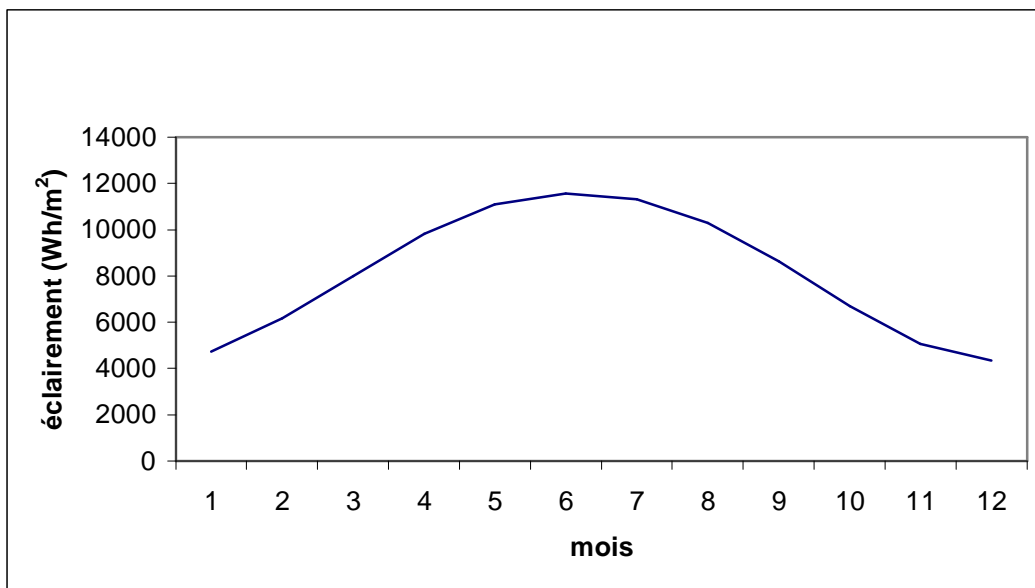


Fig .V.2 - le rayonnement hors atmosphère le long de l'année

3) l'effet de l'orientation d'une surface sur l'énergie reçue :

La figure (V.3) représente la variation du flux global à midi solaire au cours de l'année, pour une surface plan orientée vers le sud et pour diverses valeurs de l'inclinaison $\beta = 0,30,37,60$ degré, pour le cas de la ville de Constantine (latitude 37°) on remarque que l'inclinaison optimal est celle calculer pour la valeur de la latitude du lieu.

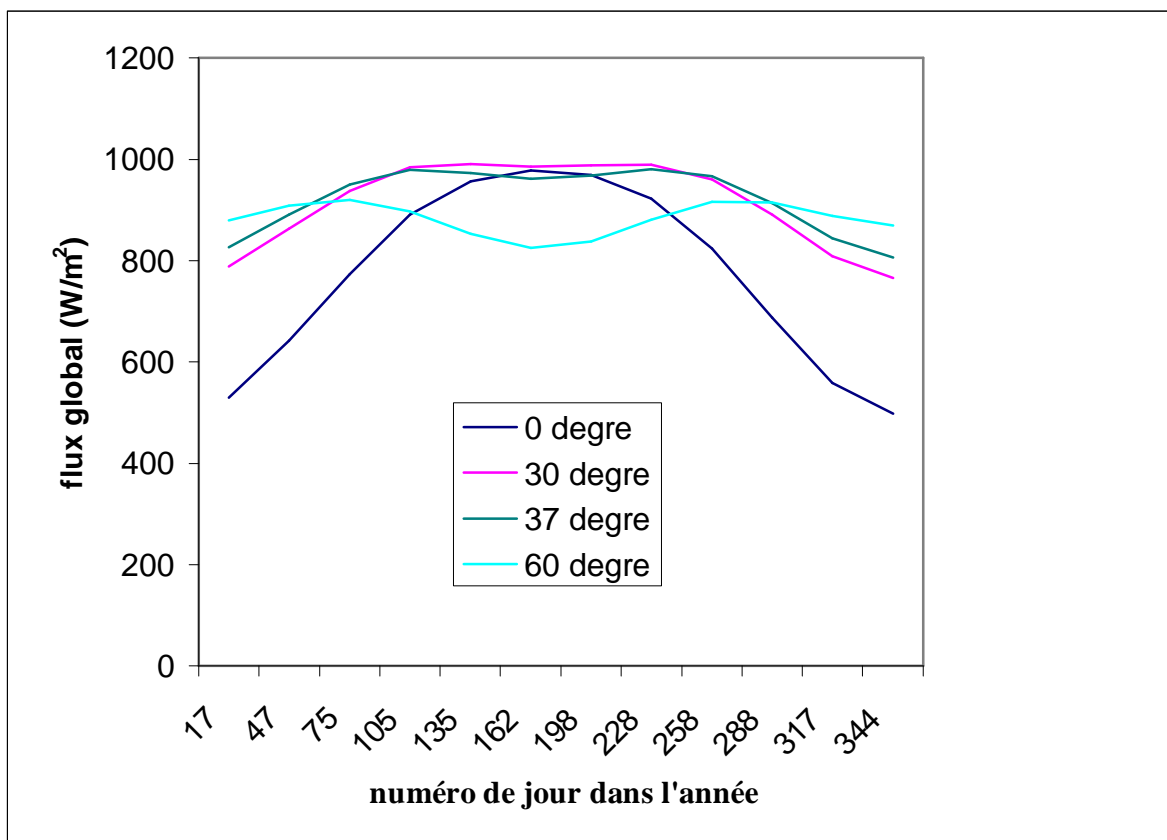


Fig.V.3 - le rayonnement solaire global absorbé pour différentes inclinaisons de la surface plane

4) la hauteur solaire

La variation journalière de la hauteur solaire h est illustrée par la figure (V.4) qui permet de remarquer que la valeur maximale de la hauteur au midi solaire est environ à 76° rayonnement journalière extra – terrestre et Une symétrie par rapport au midi et que La hauteur h est nulle au coucher et au lever du soleil.

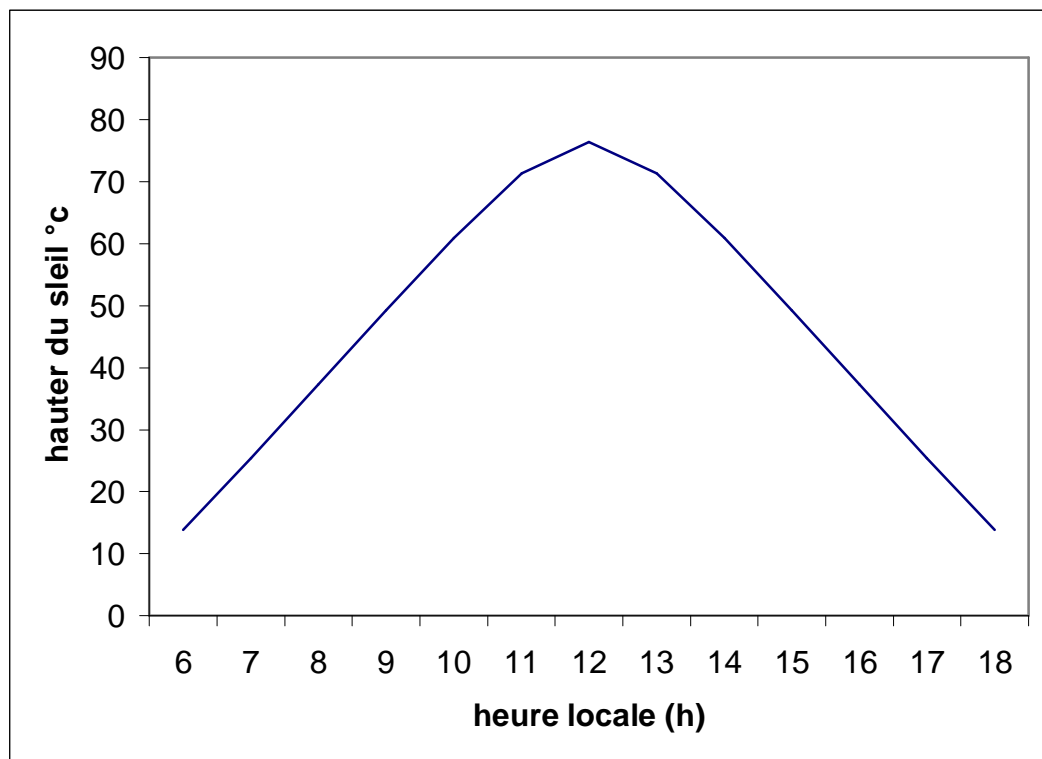


Fig. V .4 - variations de la hauteur solaire qui concerne la journée du 21 juin

5) variation temporelle du flux solaire

Les figures (V.5.a), (V.5.b), (V.5.c) représentent les variations du rayonnement solaire direct, diffus et global qui concerne la journée du 21 juin, d'après les figures nous observons : le flux atteint son maximum à midi solaire, la valeur maximale du flux global est égale à 1008 w/m^2 et celle du flux diffus est égale à 270 w/m^2 . on remarque une symétrie par rapport au midi solaire.

5-1) flux global

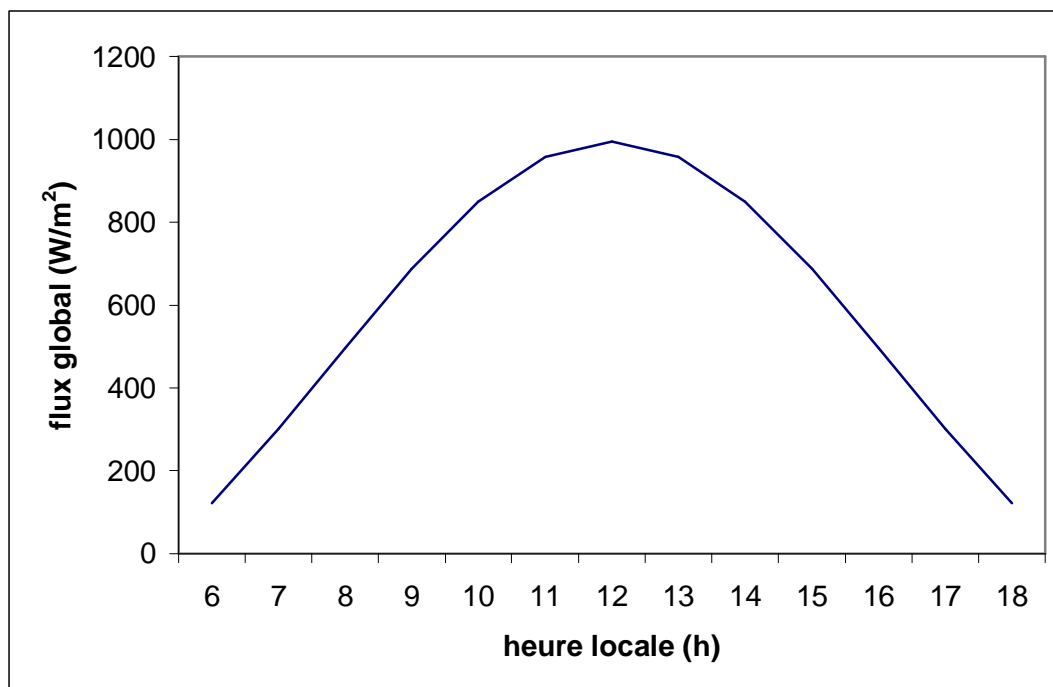


Fig. V. (5.a) - variation du rayonnement solaire global pour la journée
Du 21 juin

5-2) flux direct

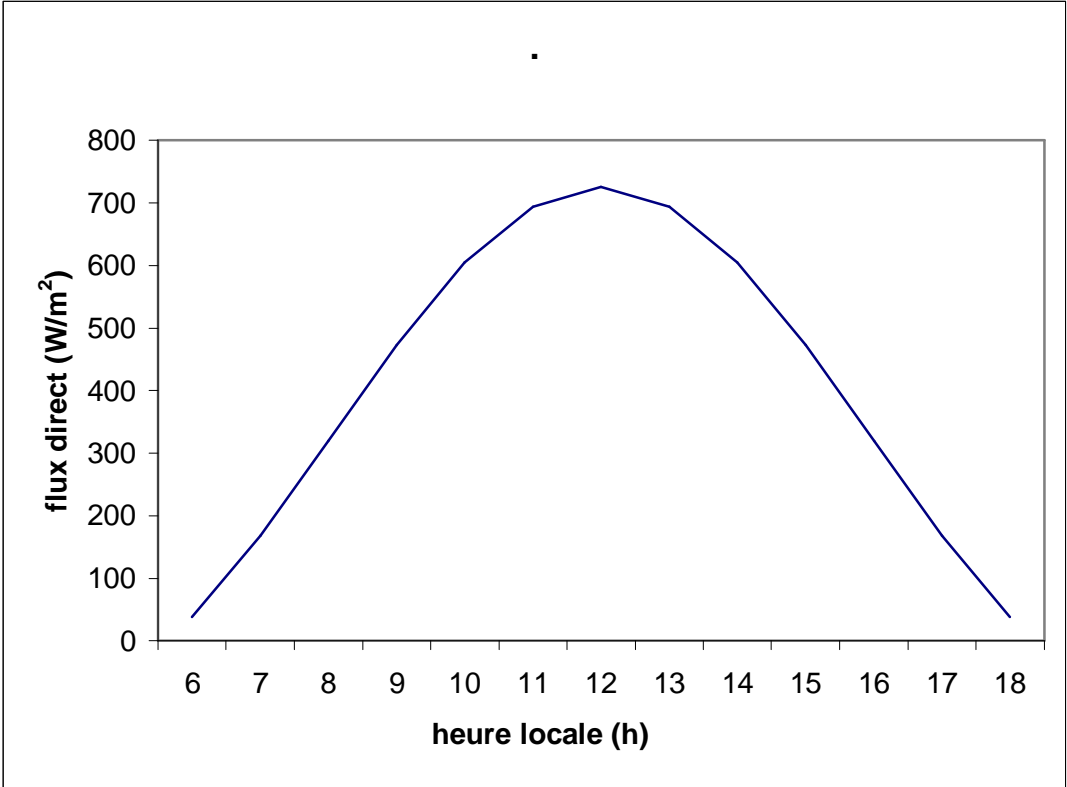


Fig. V (5.b) - variation du rayonnement solaire direct pour la journée du 21 juin

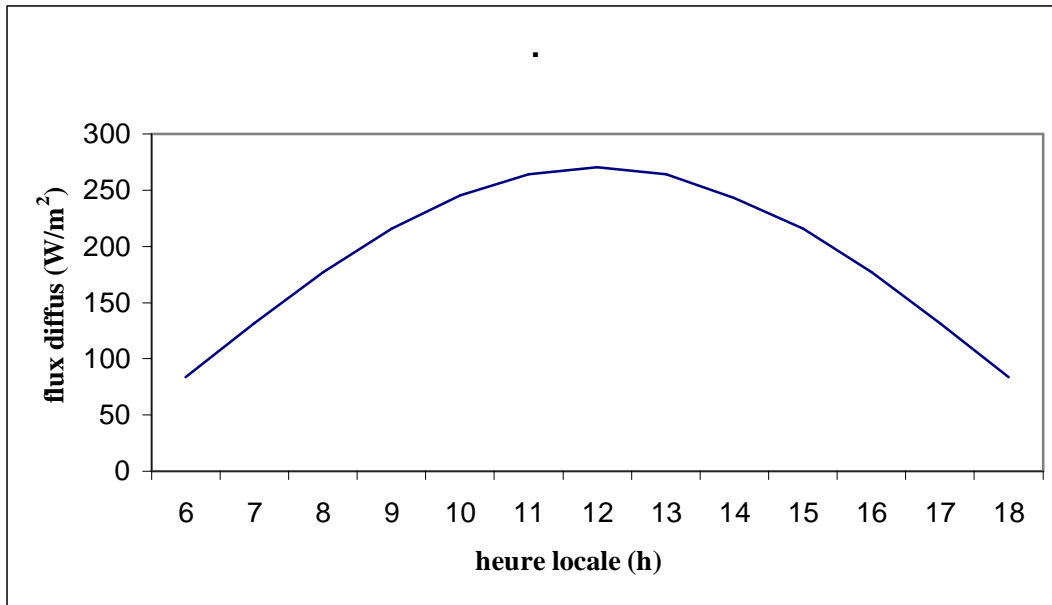
5-3) flux diffus

Fig. V. (5.c) - variation du rayonnement solaire diffus pour la journée du 21 juin

Dans cette partie de notre travail, nous avons étudié l'influence de nombreux paramètres sur la température de sortie de l'eau et le rendement instantané du capteur solaire plan.

Il faut noter qu'il existe deux genres de paramètres :

* des paramètres externes qui concernent l'environnement du capteur tels que :

l'irradiation global, la vitesse du vent, l'écart $\frac{T_e - T_a}{P_T}$ et le débit d'eau

* des paramètres internes qui concernent la géométrie du capteur solaire tels que :

L'épaisseur des différents éléments du capteur et la nature de la matière isolante.

Avec : P_T l'irradiation globale reçue par le capteur.

1) Variation de la température de sortie d'eau :

1-1) en fonction d'irradiation globale :

L'irradiation solaire constitue le paramètre le plus important vu son influence sur le système (capteur solaire). La figure (V.6) représente la variation de la température de sortie d'eau en fonction de l'irradiation globale. Nous remarquons deux parties :

Nous constatons que la variation de la température est linéaire en fonction de l'irradiation globale dans la 1^{ère} partie, alors que dans la seconde, la variation est plus élevée, ce changement est remarquable à partir de la valeur du flux globale de « 465 w/m^2 » enregistré à 08h : 00 du matin, au-delà de cet horaire, l'irradiation globale augment.

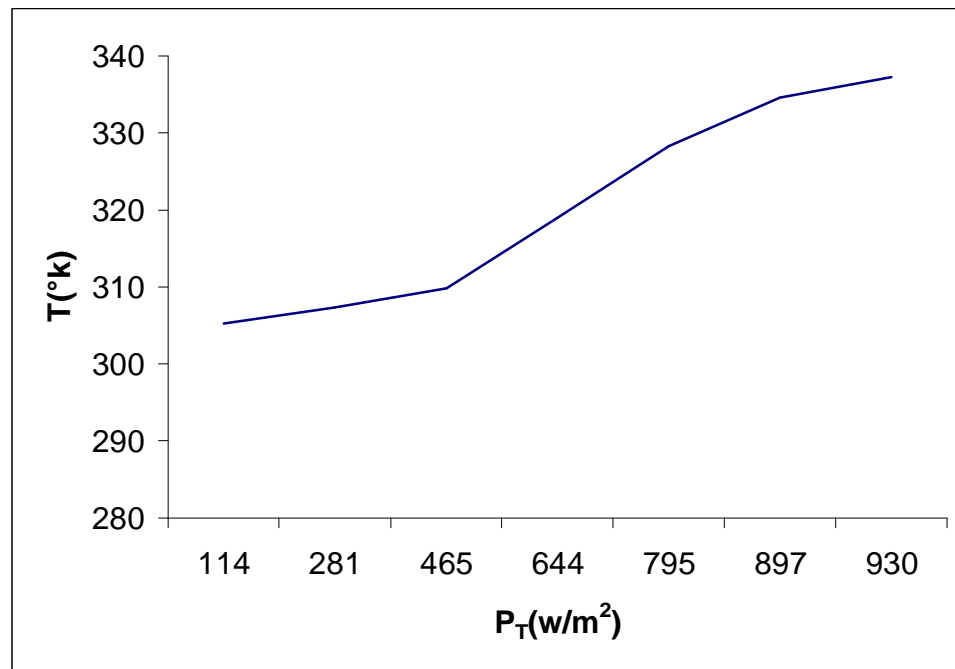


Fig. V.6 - variation de la température de sortie d'eau en fonction de l'irradiation globale

2) L'influence de quelques paramètres sur la température de sortie d'eau d'un capteur solaire

2-1) l'influence de la vitesse du vent :

La vitesse du vent provoque un effet de refroidissement sur la surface extérieure de la vitre, la figure (V.7) montre que la vitesse du vent influe relativement sur la température au niveau de la vitre.

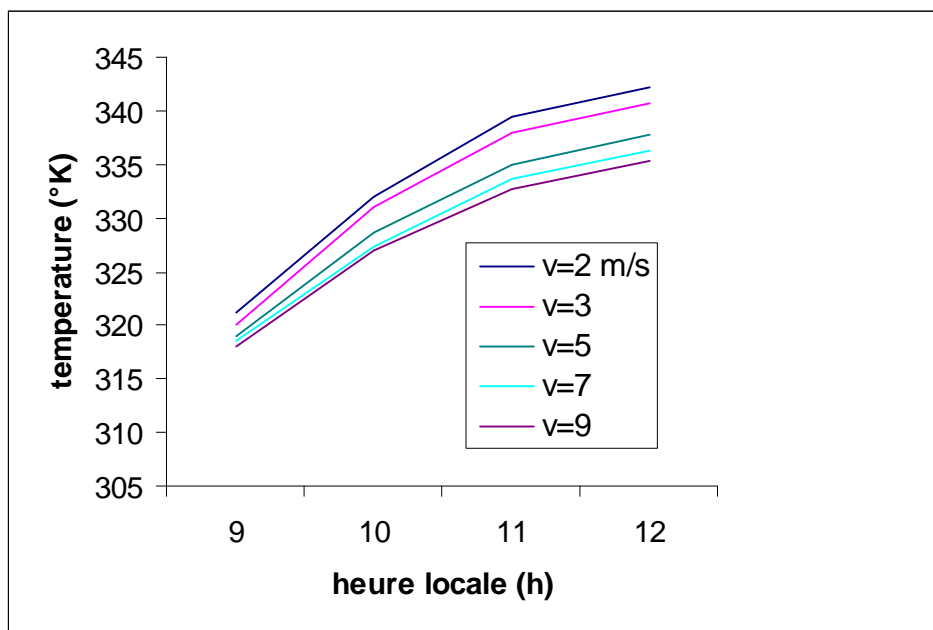


Fig. V.7 - l'influence de la vitesse du vent sur la température de sortie d'eau

2-2) l'influence du débit d'eau :

La figure (V.8) représente la température de sortie d'eau en fonction de la variation du débit d'eau, Nous remarquons que la température de sortie est plus importante pour un débit faible.

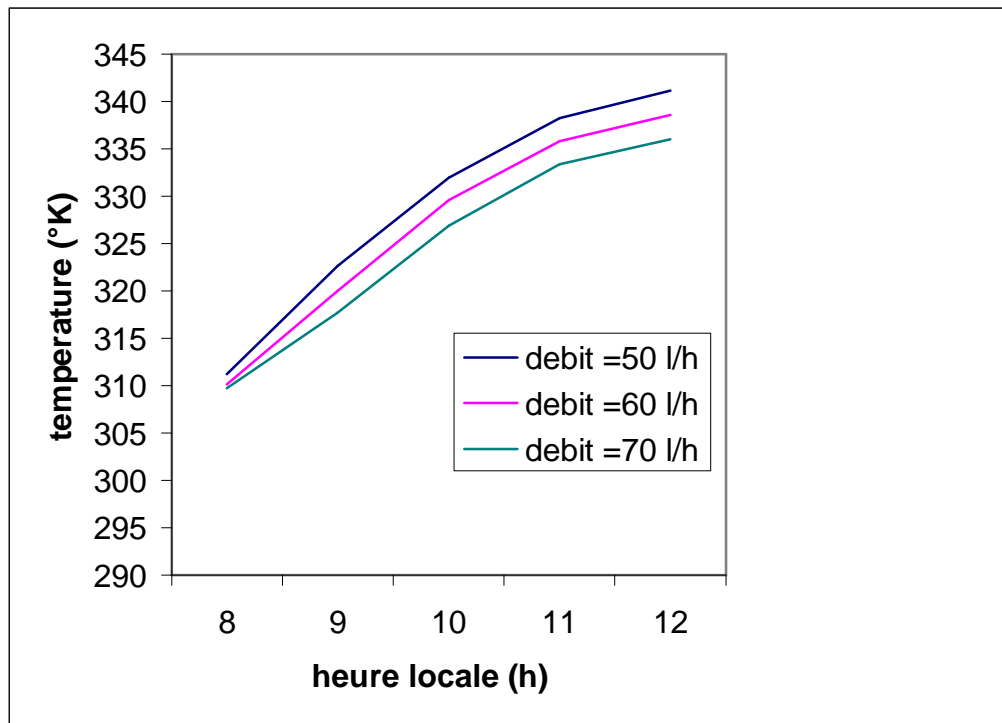


Fig. V.8 - l'influence du débit sur la température de sortie d'eau

2-3) L'influence de la matière isolante :

Sur la figure (V.9) on peut noter que la température de sortie évolue normalement quelque soit la nature de la matière isolante. Nous remarquons que la température est élevée pour le polystyrène expansé. Tandis qu'avec le plâtre, elle est moins.

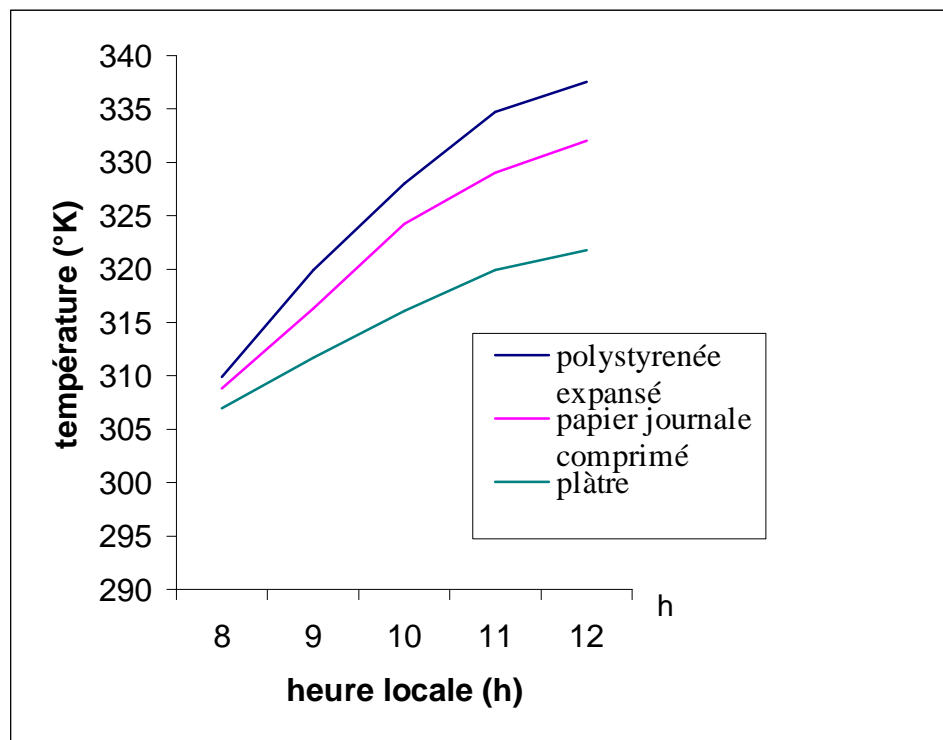


Fig. V.9 - L'influence de la matière isolante sur la température de sortie d'eau

1) Variation de la puissance absorbée par la plaque en fonction de l'épaisseur de la vitre :

La figure (V.10) montre qu' à chaque fois où l'épaisseur de la vitre augmente, la puissance absorbée diminue, l'augmentation de l'épaisseur de la vitre influe sur le coefficient d'absorption α , et une diminution en même temps du coefficient de transmission τ , ce qui se traduit par une diminution de la puissance absorbée.

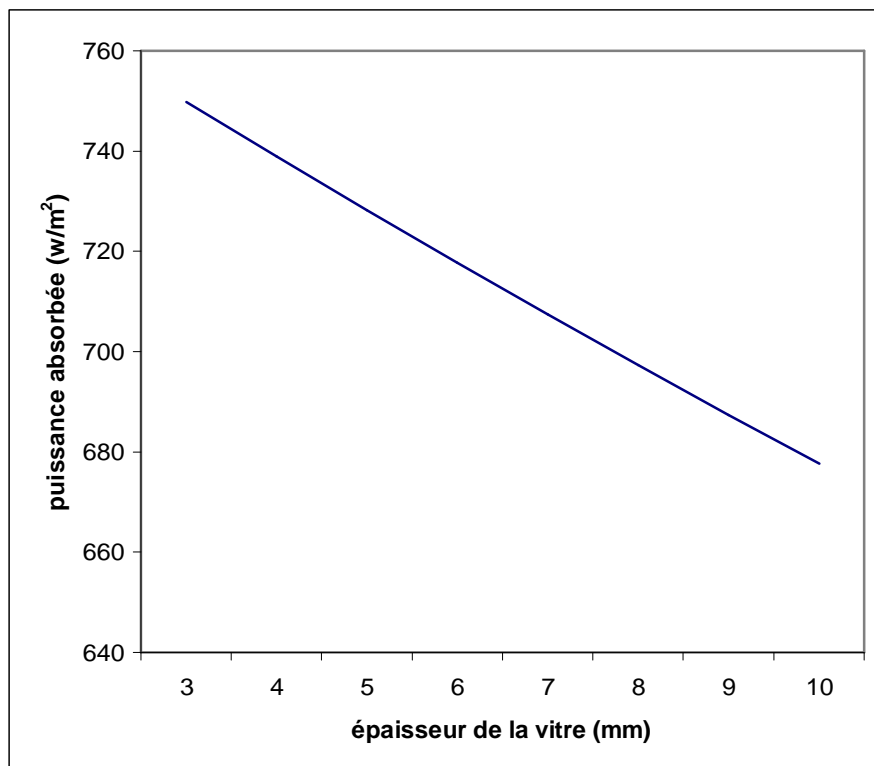


Fig. V.10 - Variation de la puissance absorbée par l'absorbeur en fonction de l'épaisseur de la vitre

3) Rendement du capteur :

3-1) L'influence de l'irradiation globale :

L'irradiation globale est importante pour la température de sortie, cette importance est remarquable sur le rendement instantané. Sur la figure (V.11) nous remarquons que le rendement est une fonction croissante par rapport à l'irradiation globale, cependant cette croissance atteint une limite même pour des valeurs élevées de l'irradiation.

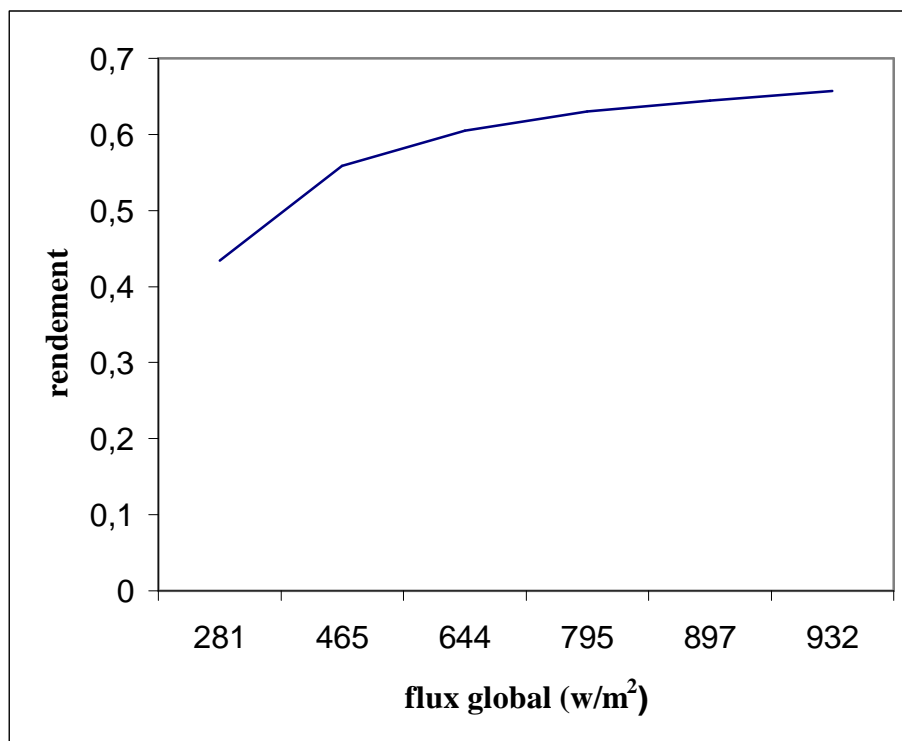


Fig. V.11 - variation de rendement instantané en fonction de l'irradiation globale

3-2) l'influence de la vitesse du vent :

L'augmentation de la vitesse du vent provoque une augmentation du coefficient d'échange de chaleur par convection ($h_{vv} = 5,7 + 3,8.V$) entre l'extérieur et la vitre du capteur. Ce même coefficient entraîne une autre augmentation sur les pertes avant puisque ce dernier est relié avec le rendement instantané. Cette augmentation des pertes cause une diminution du rendement, la figure (V.12) représente l'influence de la vitesse du vent sur le rendement instantané.

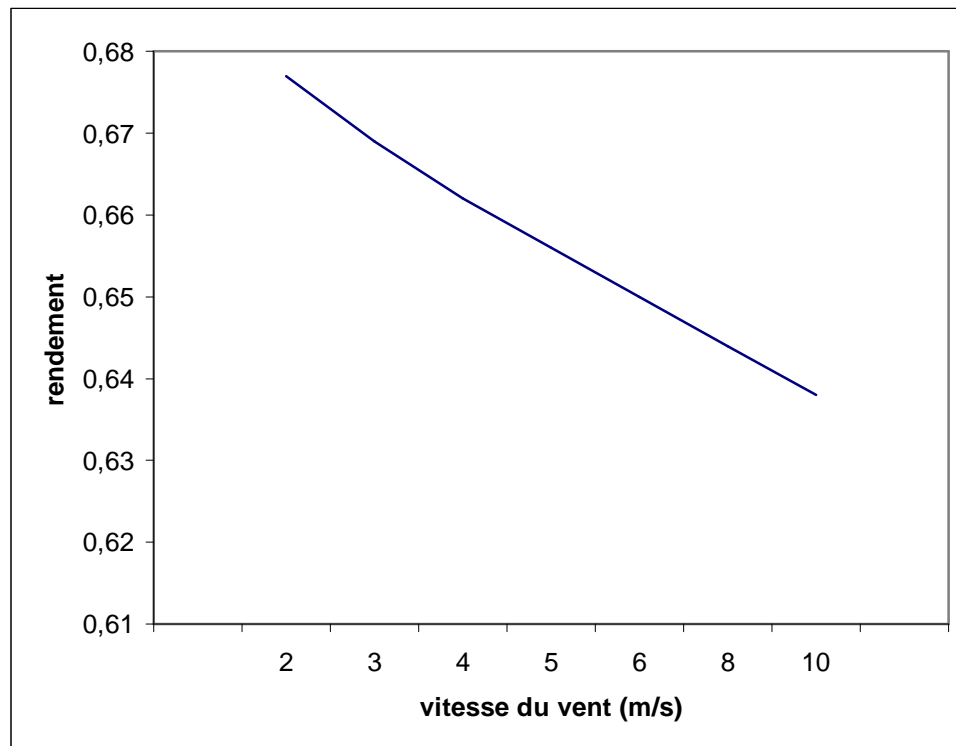


Fig. V.12- Variation du rendement instantané en fonction de la vitesse du vent

3-3) L'influence de l'écart $\frac{T_e - T_a}{P_T}$ sur le rendement instantané :

La figure (V.13) montre que le rendement instantané prend un changement en sens inverse par rapport à l'écart. Ce qui se traduit par le fait que le capteur solaire atteint plus d'efficacité si la variation entre la température d'entrée (T_e) de l'eau et la température ambiante (T_a) est faible. Ce résultat a été déjà prouvé expérimentalement par [8, 14].

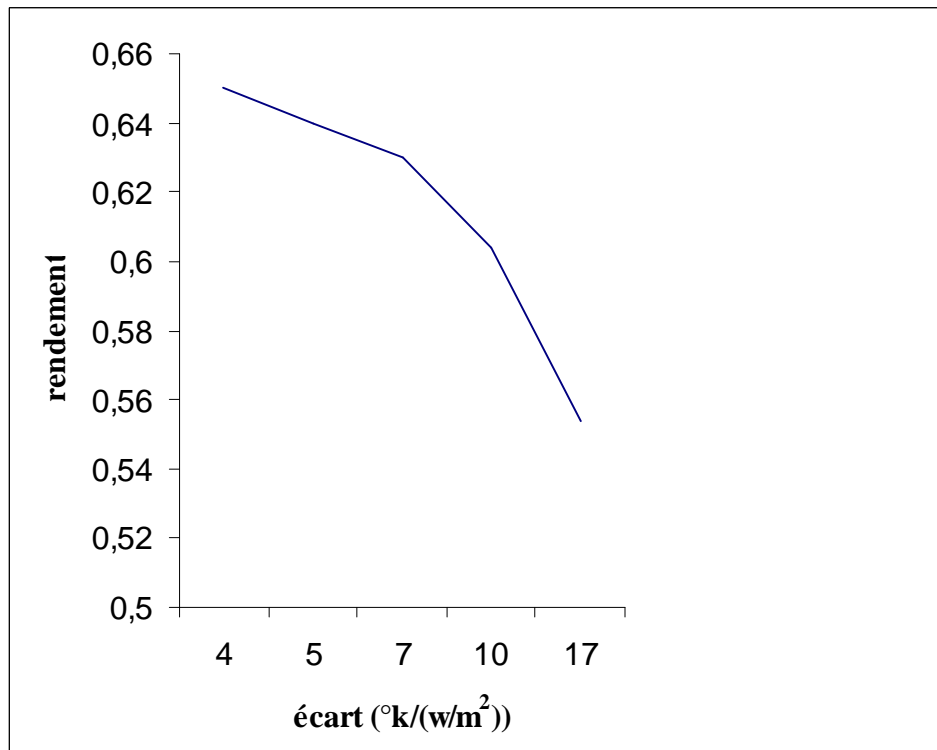


Fig. V.13 - Variation du rendement instantané en fonction de l'écart $[(T_e - T_a)/P_T].10^{-2} \text{k/(w/m}^2\text{)}$

3-4) L'influence du débit d'eau sur le rendement instantané:

L'effet du débit est représenté sur la figure (v.14). On remarque que le rendement instantané augmente en fonction du débit d'eau, donc l'efficacité du capteur solaire dépend relativement de la variation du débit d'eau.

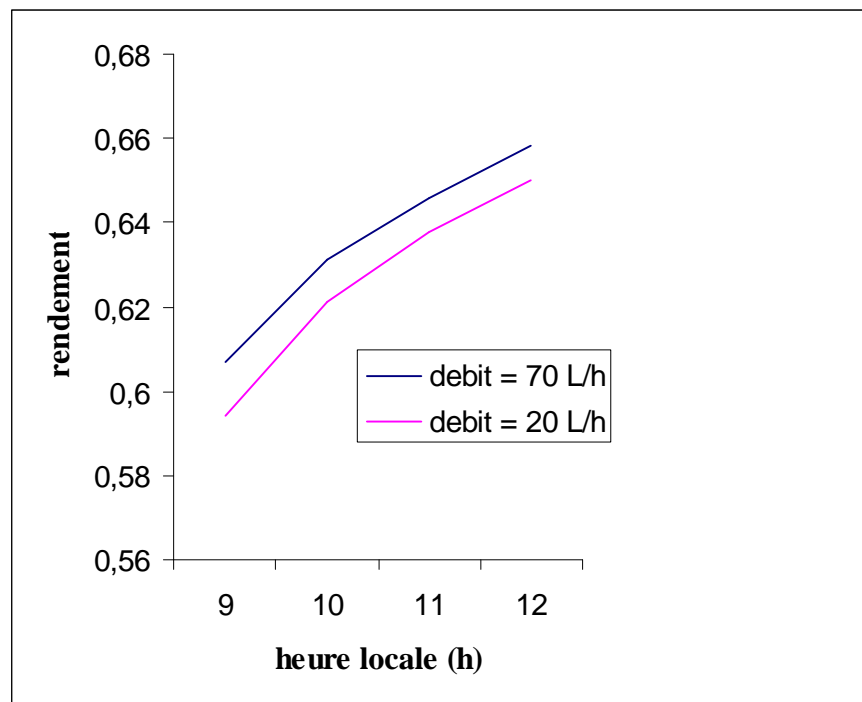
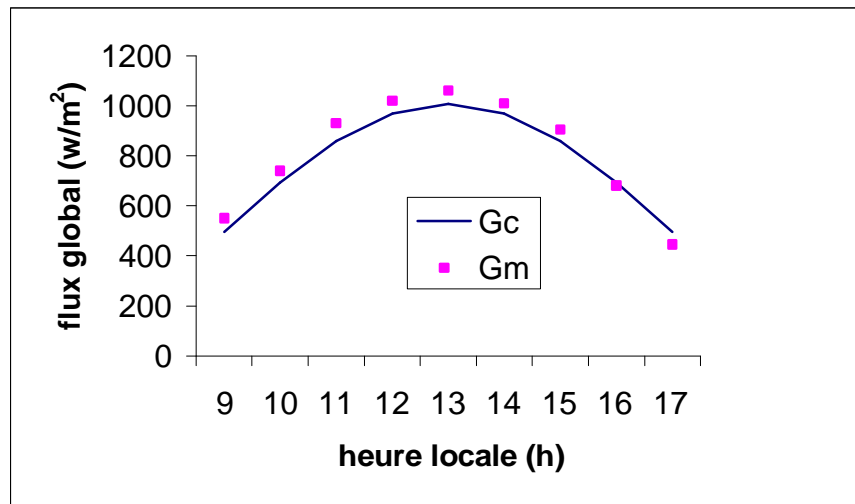


Fig. V.14- l'influence de débit d'eau sur le rendement instantané

Comparaison des résultats numériques et expérimentaux :

Pour valider les résultats numériques obtenus dans le cadre de ce travail, nous avons entrepris quelques essais.

La figure. (V.15)- présente la comparaison entre les flux solaires globaux calculées et mesurées



Heure	Gc	Gm
9	497	550
10	693	740
11	858	930
12	969	1020
13	1008	1060
14	969	1010
15	858	905
16	693	680
17	497	445

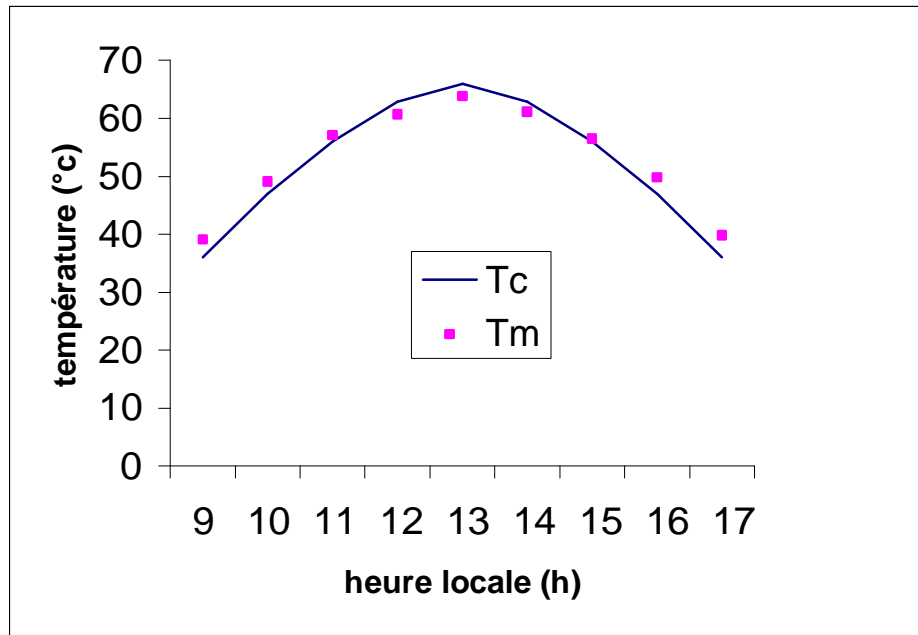
Fig.V.15- variation temporelle du flux global (théorique et expérimentale)

Avec :

G c : flux global calculée

G m : flux global mesurée

Les figures : V.16 et V.17 montrent la bonne concordance des résultats expérimentaux et théoriques pour ce qui concerne les températures de sortie du fluide caloporteur et celles au niveau médiane de la plaque absorbante.



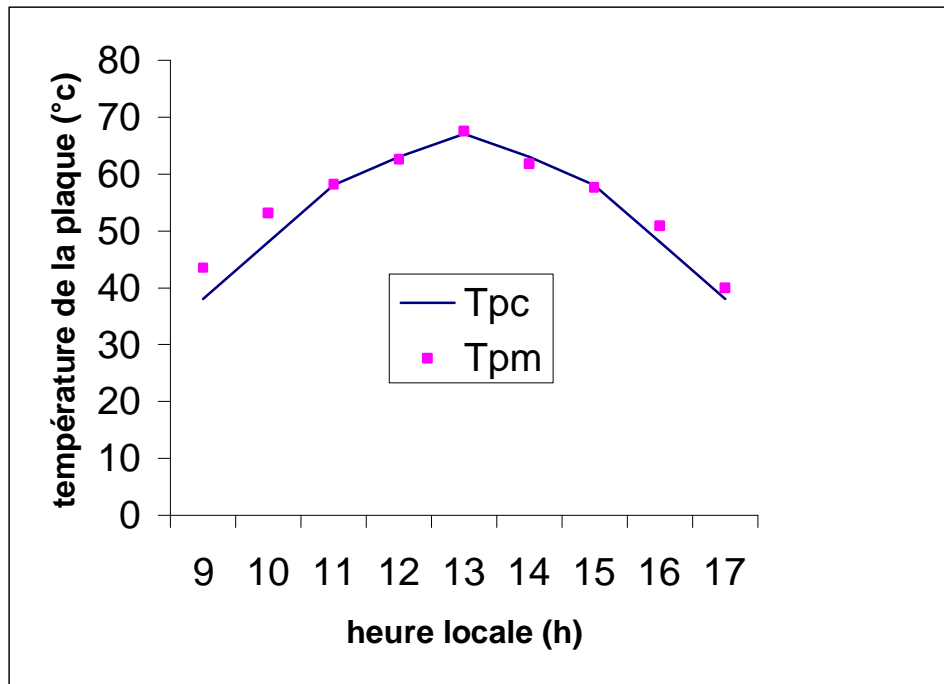
Heure	Tc	Tm
9	36	39,1
10	47	49,1
11	56	57,1
12	62,9	60,7
13	66	63,8
14	62,9	61,1
15	56	56,5
16	47	49,8
17	36	39,8

Fig. V.16 - variation temporelle de la température du sortie
(Théorique et expérimentale)

Avec :

T c : température de sortie d'eau calculée

T m : température de sortie d'eau mesurée.



Heure	Tpc	Tpm
9	38	43,5
10	48	53,1
11	58	58,2
12	63	62,6
13	67	67,5
14	63	61,8
15	58	57,6
16	48	50,9
17	38	40

Fig. V.17- variation temporelle de la température du plaque
(Théorique et expérimentale)

Avec :

Tpc : température de la plaque calculée

Tpm : température de la plaque mesurée

CONCLUSION

CONCLUSION

Un système de captation d'énergie solaire donné, travaille toujours en régime transitoire. En effet, la valeur du flux solaire incident est une fonction du temps.

En outre, il existe des variations de la température ambiante, l'assombrissement éventuel du capteur par des nuages et les variations de vitesse et direction du vent.

Néanmoins, la variation du flux solaire est très lente et pour des périodes de plusieurs minutes, il en est de même pour la température de l'air ambiant (T_a), dont les variations, sauf dans des cas exceptionnels, sont de quelques degrés pendant la période journalière d'utilisation du capteur.

D'autres part, les variations de vitesse et direction du vent ainsi que les passages nuageux sont complètement aléatoires et imprévisibles pour de courtes périodes de temps de sorte que, même l'étude la plus rigoureuse ne peut les prévoir pour en tenir compte.

Nous avons montré que les effets de variations de température ambiante, direction et vitesse du vent et intermittence de l'éclairement solaire n'affectent pas visiblement les paramètres constructifs des capteurs considérés. Notre étude théorique et numérique a aboutie à l'élaboration d'un programme de calcul qui a été validé par des résultats expérimentaux pris dans les mêmes conditions.

Nous avons remarqué qu'après les deux premières heures d'exploitation matinale pendant lesquelles l'ensemble du capteur atteint la température de fonctionnement, les effets de capacité calorifique du convertisseur sont négligeables pendant toute la journée jusqu'à la période de refroidissement en début de soirée.

Une notion très utile est le calcul du rendement instantané ainsi que l'efficacité globale.

L'avantage de ce programme est l'optimisation d'un capteur solaire plan et de calculer ses performances pour n'importe quel lieu (coordonnées géographiques) et numéro du jour dans l'année avec la prise en considération les propriétés physiques des matériaux constituant ce convertisseur.

Ce travail constitue une modeste contribution pour le développement et l'utilisation des convertisseurs solaire pour la production d'eau chaude sanitaire.

Une étude technico-économique tenant compte des différents matériaux, le taux d'amortissement sur la période d'utilisation et le rendement des capteurs solaires, pour ce faire des travaux en perspectives peuvent être mener comme l'optimisation quant à l'utilisation d'une ou de plusieurs vitres, l'influence de l'épaisseur et la nature de l'isolant, ainsi que la distance entre les tubes, la nature géométriques des tubes (par exemple tube sous forme triangulaire) et la surface de contact tube-absorbeur sur le de capteur.

Annexe

Annexe 01

Résolution des systèmes des équations linéaires

Par les méthodes itératives

METHODE DE GAUSS –SEIDEL

On veut résoudre le système linéaire :

$$A.T = B$$

Ou :

A : est une matrice carrée d'ordre n.

B : est la matrice colonne du deuxième membre.

T : est le vecteur des inconnues, $T = (T_1, T_2, \dots, T_n)$.

Ecrivons A sous la forme :

$$A = M - N$$

Ou

$$A = D - L - U$$

Avec :

L : matrice inférieure

U : matrice supérieure

A partir d'un vecteur initial $T^{(0)}$ on peut écrire :

$$T^{(1)} = (D - L)^{-1} \cdot U T^{(0)} + (D - L)^{-1} \cdot B$$

Comme l'inverse de $(D - L)$ peut être compliquée à calculer, pour ce la on

Ecrire le système comme suite :

$$(D - L) \cdot T^{(1)} = U \cdot T^{(0)} + B$$

$$D T^{(1)} - L \cdot T^{(1)} = U \cdot T^{(0)} + B$$

$$T^{(1)} - D^{-1} \cdot L \cdot T^{(1)} = D^{-1} \cdot U \cdot T^{(0)} + D^{-1} \cdot B$$

Ce qui est équivalent à :

$$T^{(1)} = D^{-1} \cdot L \cdot T^{(1)} + D^{-1} \cdot U \cdot T^{(0)} + D^{-1} \cdot B$$

.....

$$T^{(n+1)} = D^{-1} \cdot L \cdot T^{(n+1)} - D^{-1} \cdot U \cdot T^{(n+1)} + D^{-1} \cdot B$$

En développant cette récurrence vectorielle on obtient :

$$T_1^{(n+1)} = (B_1 - a_{12} \cdot T_2^{(n)} - a_{13} \cdot T_3^{(n)} - \dots - a_{1n} \cdot T_n^{(n)}) / a_{11}$$

$$T_2^{(n+1)} = (B_2 - a_{21} \cdot T_1^{(n+1)} - a_{23} \cdot T_3^{(n)} - \dots - a_{2n} \cdot T_n^{(n)}) / a_{22}$$

.....

$$T_n^{(n+1)} = (B_n - a_{n1} \cdot T_1^{(n+1)} - a_{n2} \cdot T_2^{(n+1)} - \dots - a_{nn-1} \cdot T_{n-1}^{(n+1)}) / a_{nn}$$

On dira que la méthode de Gauss-seidel convergera si :

$$1) \text{ Abs}(T_i^{(n+1)} - T_i^{(n)}) < \varepsilon$$

ou :

$$2) \text{ Abs}((T_i^{(n+1)} - T_i^{(n)}) / T_i^{(n+1)}) < \varepsilon$$

Remarque :

- 1) une simple permutation de lignes peut transformer une convergence en divergence ou inversement.
- 2) La méthode de Gauss-Seidel est plus rapide en convergence que la méthode de Jacobi.
En effet, dans la même itération on utilise la valeurs des résultats précédent pour calcule une nouvelle composante, Donc intuitivement le $(n+1)$ -ième itéré est plus proche (en un certain sens) de la limite, pour la méthode de Gauss-Seidel que pour la méthode de Jacobi.
- 3) elle prend moins de mémoire.

ANNEXE 02

Caractéristique physiques de l'eau

1) Masse volumique ρ (kg/m³):

$$\rho = -0.00380 \cdot T^2 - 0,0505 \cdot T + 1002.6$$

2) viscosité dynamique μ (PI) :

$$\mu = 10^{-4}(0.00200 \cdot T^2 - 0.3389 \cdot T + 17,199)$$

3) capacité calorifique C_p (J/kg.°K)

$$C_p = 4216,664 - 3,165 \cdot T + 0,886 \cdot 10^{-1} \cdot T^2 + 0,252 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 - 0,445 \cdot 10^{-5} \cdot T^4$$

5) conductivité thermique λ (W/m.°K)

$$\lambda = -9,87 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 2,238 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0,5536$$

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] : J. F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, Technique et Documentation Paris (1982)
- [2] : M. Daguenet, Les séchoirs solaires, théorie et pratique, Unesco, Paris (1985)
- [3] : R. Giblin, Transmission de la chaleur par convection naturelle, Saint-germain Paris (1974)
- [4] : R. Marchal, Transmission de la chaleur par convection dans les tubes, Saint-germain Paris (1974)
- [5] : A. Gouffe, Transmission de la chaleur par rayonnement, Saint-germain Paris (1978)
- [6] : Y. Jannot, Thermique solaire, cours libre (2003)
- [7] : D. Laplaze, Le rayonnement solaire estimation et mesures, La Garenne-colombes, France (1990)
- [8] : A. Asfeir, G. Guarracino, Ingénierie des systèmes solaire, Application à l'habitat, Paris (1981)
- [9] : J. M. Chassériaux, Conversion thermique du rayonnement solaire, Bordas, Paris (1984)
- [10] : R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz, Le rayonnement solaire, Conversion thermique et application, Technique et Documentation, Paris (1984)
- [11] : M. Capderou, Atlas solaire de l'Algérie, Modèles théoriques et expérimentaux, Tome 1 volume 1 OPU, Alger (1988)
- [12] : A. Otmani, gisement solaire, Thèse de Magister, Université de Constantine (1985)
- [13] : M. Capderou, Atlas solaire de l'Algérie, Aspect géométrique, Synthèse géographique, Tome 3 (volume 1 et 2), OPU, Alger (1986)
- [14] : J. Bernard, Energie solaire calcul et optimisation, Paris (2004)
- [15]: H. Aras, O. Balli, A. Hepbaslı Estimating the horizontal diffuse solar radiation over the Central Anatolia Region of Turkey, Tuaf, Eskisehir, Turkey (2006)

- [16]: H. O. Menges, C. Ertekin, Evaluation of global solar radiation, Models for Konya, Turkey (2006)
- [17] : J. Biri, B. Meunier, Évolution des énergies renouvelables, Paris (1981)
- [18]: G. Notton, C. Cristofari, P. Poggi, Performance evaluation of various hourly slope irradiations models using Mediterranean experimental data of Ajaccio, Ajaccio, France (2005)
- [19]: C.P. Jacovides, F.S. Tymvios, Comparative study of various correlations in Estimating hourly diffuse fraction of global solar radiation, Athens, Greece (2006)
- [20] : L. Adelard, Caractérisation de base de données climatiques Proposition d'un générateur de climat Application en thermique de l'habitat, Thèse de doctorat, Ecole national d'ingénieur de Tarbes (1998)
- [21] : Retscreen, Analyse de projets de chauffage solaire de l'eau, Resources Canada (2004)
- [22]: J.A. Duffie et W. A. Beckman, Solar Energy thermal Processes, Wiley Interscience (1974)
- [23] : R. J. Bienvenu, Mise au point d'un outil informatique pour l'optimisation d'insolateurs plans à air Prenant en compte les aspects énergétiques et économiques, Thèse Doctorat de 3^{eme} cycle, Madagascar (1986)
- [24] : J. C. Vaissiere, J. P. Ougier, Programmes et exercices sur les méthodes numériques, Paris (1991)
- [25] : A. Gourdin, M. Boumahrat, Méthodes numériques appliquées, OPU, Alger (1991)

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] J.F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, Technique et Documentation Paris 1982.
- [2] M. Daguonet, Les séchoirs solaires, théorie et pratique Unesco, Paris 1985.
- [3] R. Giblin, Transmission de la chaleur par convection naturelle, Saint-germain Paris 1974.
- [4] R. Marchal, Transmission de la chaleur par convection dans les tubes, Saint-germain Paris 1974.
- [5] A. Gouffe, Transmission de la chaleur par rayonnement, Saint-germain Paris 1978.
- [6] Y. Jannot, Thermique solaire, cours libre 2003.
- [7] D. Laplaze, Le rayonnement solaire estimation et mesures, éditions Erasme, La Garenne-colombes, France 1990.
- [8] A. Asfeir, G. Guarracino, Ingénierie des systèmes solaire Application à l'habitat, Technique et documentation Paris 1981.
- [9] J. M. Chassériaux , Conversion thermique du rayonnement solaire, Bordas Paris 1984.
- [10] R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz, Le rayonnement solaire, Conversion Thermique et application, Technique et Documentation, 2^{ième} édition Paris 1980.
- [11] M. Capderou, Atlas solaire de l'Algérie, Modèles théoriques et expérimentaux, Tome-1 volume 1 OPU Alger 1988.
- [12] A. Otmani, gisement solaire, Thèse de Magister, Université de Constantine 1985.
- [13] M. Capderou, Atlas solaire de l'Algérie, Aspect géométrique, Synthèse géographique, Tome 3 (volume 1 et 2), OPU Alger 1986.
- [14] J. Bernard, Énergie solaire calcul et optimisation, édition ellipses Paris 2004.
- [15] H. Aras, O. Balli, A. Hepbaslı Estimating the horizontal diffuse solar radiation over the Central Anatolia Region of Turkey, Tuaf, Eskisehir, Turkey 2006.
- [16] H. O. Menges, C. Ertekin, Evaluation of global solar radiation Models for Konya, Turkey 2006.
- [17] J. Biri, B. Meunier, Évolution des énergies renouvelables, Paris 1981.

- [18] G. Notton, C. Cristofari, P. Poggi, Performance evaluation of various hourly slope irradiations models using Mediterranean experimental data of Ajaccio, Ajaccio, France 2005.
- [19] C.P. Jacovides, F.S. Tymvios , Comparative study of various correlations in Estimating hourly diffuse fraction of global solar radiation, Athens, Greece 2006.
- [20] L. Adelard, Caractérisation de base de données climatiques Proposition d'un générateur de climat Application en thermique de l'habitat, Thèse de doctorat, école national d'ingénieur de Tarbes 1998.
- [21] Retscreen. , Analyse de projets de chauffage solaire de l'eau, Resources Canada 2004.
- [22] J.A. Duffie et W .A.Beckman, Solar Energy thermal Processes, Wiley Interscience 1974.
- [23] R. J. Bienvenu, Mise au point d'un outil informatique pour l'optimisation D'insolateurs plans à air Prenant en compte les aspects énergétiques et économiques, Thèse Doctorat de 3^{eme} cycle Madagascar 1986.
- [24] J. C. Vaissiere, J. P. Ougier, Programmes et exercices sur les méthodes numériques, Masson Paris Millan Barcelone Bonn, 1991.
- [25] A. Gourdin, M. Boumahrat, Méthodes numériques appliquées, OPU Alger 1991.

Résumé:

« Etude et conception d'un convertisseur solaire pour la production
d'eau chaude sanitaire »

Le présent mémoire propose une étude de la conversion d'énergie solaire en énergie thermique dans le capteur solaire plan soumis à un flux de rayonnement solaire variable.

Nous avons établie le bilan thermique pour obtenir l'influence des paramètres externes et internes sur l'évolution de la température de sortie du fluide et de rendement de capteur.

Le système d'équation est résolu par une approche numérique basée sur la méthode de Gauss Seidel d'itération. Pour la validité de notre programme nous proposons une étude comparative des résultats théoriques et expérimentaux.

Mots clés : Flux de chaleur, rayonnement solaire, température, fluide, Rendement, débit, vitesse du vent.

Abstract:

“ study and design a solar convertor for heating bathroom water”

This research is concerned with finding methods of taking advantage of the abundance of solar energy. It aims at showing the effects of external parameters (flux, speed, and strength of the wind) on a slanted, plane solar receiver. The method consists in dividing the receiver into fictional strips (long) along the flow line of the carrying liquid, and to show the results of the exchanges that take place at chosen nodes: the outer side of the glass, the inner side of the glass, and the absorber in the carrying liquid as well as inside and outside the insulating material. It is suitable in this case to use the analogy that exists between heat transfers and the laws of electricity to establish temperature profiles at the main nodes. The established program is validated by the comparative study of theoretical and experimental results under the same conditions.

Key words: *heat flux - mean solar radiation - temperature of the emerging carrying*

liquid - absorber -- nodal method.

Résumé:

« Etude et conception d'un convertisseur solaire pour la production d'eau chaude sanitaire »

Le but de ce travail est motivé par la recherche de procédé, évidemment intermittent, qui saura exploiter gratuitement l'abondance de l'énergie solaire. Notre étude consiste à mettre en relief l'effet des paramètres externes et internes (flux, débit et vitesse du vent..) sur un capteur solaire plan incliné. La méthode nodale consiste à découper le capteur en tranches fictives (mailles) de longueur Δx dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur et à établir les bilans des échanges thermiques qui interviennent aux niveaux des nœuds considérés : l'extérieur de la vitre, l'intérieur de la vitre, l'absorbeur, au niveau du fluide caloporteur ainsi que l'intérieur et l'extérieur de l'isolant. Il est commode pour cela d'utiliser l'analogie qui existe entre les transferts de chaleur et les lois électriques pour établir les profils des températures au niveau des nœuds principaux.

Le programme élaboré a été validé par l'étude comparative des résultats théoriques et expérimentaux pris dans les mêmes conditions.

Mots clés : *Flux de chaleur, rayonnement solaire moyen, température de sortie du fluide caloporteur, l'absorbeur, méthode nodale.*

الملخص:

« دراسة لاقط شمسي مستو لتحويل الطاقة الشمسية إلى طاقة حرارية »

من خلال هذه المذكرة نقتراح دراسة لتحويل الطاقة الشمسية إلى طاقة حرارية بواسطة لاقط شمسي مستو خاضع لأشعة شمسية متغيرة.

نضع الحوصلة الحرارية من أجل الحصول على فعالية بعض المؤثرات الخارجية والداخلية على

ارتفاع حرارة الماء المتحصل عليه من خلال عملية التسخين وكذا مردود لاقط الشمسي جملة المعادلات المتحصل عليها نقوم بحلها بواسطة تقريبات عددية من خلال الطريقة التكرارية لغوس سايدل. ومن أجل التأكد من صحة هذا البرنامج نقوم بوضع دراسة مقارنة بين النتائج النظرية والنتائج التجريبية.

الكلمات المفتاحية : كمية الحرارة ، الإشعاع الشمسي، الحرارة، المانع، المرودية، التدفق، سرعة الريح.

MONENCLATURE

Φ	Flux de chaleur
λ	Conductivité thermique du milieu ($w/(m \text{ } ^\circ\text{C})$)
C_p	chaleur massique en ($J/(kg \cdot ^\circ\text{K})$)
ρ	masse volumique en (kg/m^3)
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$)
T_p	Température de surface du solide ($^\circ\text{K}$)
T_∞	Température du fluide loin de la surface du solide ($^\circ\text{K}$)
μ	viscosité dynamique en (PI)
σ	est la constante de Stefan Boltzmann ($w/(m^2 \cdot k^4)$)
d	Déclinaison solaire
n	numéro du jour dans l'année.
TSV	le temps solaire vrai
TSM	le temps solaire moyen
H_0	irradiation Journalière (w/m^2)
\overline{H}	rayonnement solaire moyen, mensuel mesuré sur un surface horizontale au niveau du sol (w/m^2).
$\overline{\overline{H}}$	rayonnement solaire moyen, mensuel mesuré sur un surface horizontale (w/m^2).
$\overline{H_0}$	rayonnement solaire moyen, mensuel hors de l'atmosphère (w/m^2).
$\overline{K_T}$	l'indice de clarté
$\overline{H_b}$	rayonnement moyen, mensuel direct sur un surface horizontale (w/m^2).
$\overline{H_d}$	rayonnement moyen, mensuel diffus sur un surface horizontale (w/m^2).
I	Rayonnement global horaire sur une surface horizontale (w/m^2).
I_d	Rayonnement diffus horaire sur une surface horizontale (w/m^2).
I_b	Rayonnement direct horaire sur une surface horizontale (w/m^2).
I_{bi}	rayonnement direct sur une surface inclinée (w/m^2).
I_{di}	rayonnement diffus sur une surface inclinée (w/m^2).
I_i	rayonnement solaire global horaire sur une surface inclinée (w/m^2).

m_v	masse de la vitre (kg).
m_p	masse de l'absorbeur (kg).
m_i	masse de l'isolant (kg).
\dot{m}	Débit massique du fluide caloporteur (Kg/s).
T_a	température ambiante ($^{\circ}\text{K}$).
T_e	température d'entrée du fluide ($^{\circ}\text{K}$).
T_s	température de sortie du fluide ($^{\circ}\text{K}$).
T_{ve}	température extérieure de la vitre ($^{\circ}\text{K}$).
T_{vi}	température intérieure de l'isolant ($^{\circ}\text{K}$).
T_{vi}	température intérieure de l'isolant ($^{\circ}\text{K}$).
P_p	Le flux absorbé par l'absorbeur (w/m^2).
P_v	Le flux absorbé la vitre (w/m^2).
h	Le rendement instantané du capteur .

SOMMAIRE

Introduction	1
Chapitre I Les différentes modes de transfert de chaleur	
I.1-Conduction	5
I.1.1- Loi de Fourier	5
I.1.2- Résistance thermique	6
I.1.3- Equation générale de la chaleur	6
I.2- Convection	7
I.2.1- Nombres sans dimension	7
I.2.2 - Flux de chaleur en convection forcée	9
I.2.3 - Le flux de chaleur en convection naturelle	10
I.3 - Transfert de chaleur par rayonnement	10
I.3.1- L'émittance (totale)	10
I.3.2 - Le corps noir	10
I.3.3 - Loi du rayonnement thermique	11
I.3.3.1 - Loi de Planck : émittance monochromatique du corps noir	11
I.3.3.2 - Loi de Stefan Boltzmann	11
I.3.4 - Transfert par rayonnement entre surface	11
I.3.5 - Réception du rayonnement par un solide	12
Chapitre II Estimation du rayonnement solaire	
II.1- Constitution physique du soleil	14
II.1.1 - La sphère céleste	15
II.1.2 - Les coordonnées Horizontales (h,a)	15
II.1.3 - Les coordonnées géographique terrestres (Φ,L).....	16
II.1.4 - Ongle déclinaison δ	17
II.1.5 - L'angle horaire w	17
II.2 - Les temps solaires	18
II.2.1- Le temps solaire vrai	18

II.2.2 - Le temps solaire moyen (TSM)	18
II.2.3 -Le temps universel (TU)	19
II.2.4 - Le temps légal (TL)	19
II.3 - L e couple terre soleil	19
II.3.1 - correction par la distance terre-soleil	19
II.3.2 - la constante solaire	20
II.3.3 - Direction des rayons solaire par rapport a un plan	21
II.4 - irradiation solaire	22
II.4.1 - irradiation hors atmosphère	22
II.4.2 - Rayonnement solaire au niveau du sol	23
II.4.2.1- Rayonnement direct	23
II.4.2.2- Rayonnement diffus	23
II.4.2.3- Rayonnement global	23
II.4.3 - Relation entre les valeurs horaires	25
II.4.4 - Rayonnement solaire horaire sur une surface incline	26

Chapitre III Les capteurs solaires

III.1 - Capteurs solaires	29
III.1.1 Principe	29
III.1.2- Différents types de capteurs solaires	29
III.1.2.1- Capteurs à liquide plans sans vitrage	29
III.1.2.2 - Capteurs à liquide plans avec vitrage	29
III.1.2.3 - Capteurs solaires à tubes sous vide	30
III.1.2.4 - Capteur solaire à concentration	30
III.1.3 - Le schéma de principe d'un capteur solaire plan simple vitrage	32

Chapitre IV Étude théorique

IV.1 - Étude théorique d'un capteur plan	34
IV.1.1- Description du capteur utilisé	34
IV.1.2- Les caractéristiques thermo physiques et géométriques	35
IV.2 - Bilan énergétique	36

IV.2.1- Hypothèses simplification	36
IV.2.2 – Analogie électrique	38
IV.2.3 - Mise en équations pour chaque nœud.....	40
IV.3 - Simulation du capteur	41
IV.3.1- Discrétisation des équations	42
IV.3.2 - Bilan thermique du capteur	45
IV.4 - Calcul des coefficients de transfert	45
IV.5 - Calcul le flux absorbe par l'absorbeur et la vitre	47
IV.5.1 - transmission du rayonnement dans la vitre	47
IV.5.2 - Le flux absorbé par l'absorbeur	49
IV.5.3 - Influence de la température de l'absorbeur	50
IV.5.4 - Rendement instantané d'un absorbeur	52
IV.5.5 - Rendement optique du capteur	53
IV.6 - Influence de la température d'entrée du fluide caloporteur	53
IV.7 - Le rendement instantané du capteur	57
IV.8 - Organigramme	58

Chapitre V Résultats et Discussion

Résultats et discussions	64
Comparaison des résultats numériques et expérimentaux	81
Conclusion	85
Annexes	
Références Bibliographiques	

DEDICACE

- ◆ A mes parents pour le soutien moral et matériel ;
- ◆ A ma femme ainsi que ça famille ;
- ◆ A mes frères et ma sœur ;
- ◆ A tous mes amis ;
- ◆ A mon rapporteur Mr. Bellel;
- ◆ A mon président de jury Mme. Chaker ;
- ◆ A tous ceux qui me sont chers et proches ;
- ◆ Et enfin, à tous ceux qui m'ont aidé à réaliser ce travail : Abed et Massaoud.

Je dédis ce travail...

Mille mercis

A. Bouras

Remerciements

Ce travail doit beaucoup :

- > A son initiateur et propulseur Monsieur **N. Bellel** docteur à l'**université de Constantine**, à qui je rends un vibrant hommage pour ses conseils toujours sûrs et son soutien constant qui m'ont été bénéfiques à plus d'un titre. Comme je tiens à lui exprimer ma profonde gratitude pour m'avoir fait profiter de son expérience et d'avoir accepté de participer au jury de ma thèse en tant que rapporteur.
- > A Madame A. **Chaker** professeur à l'**université de Constantine**, me fait l'honneur de présider ce travail.
- > A Monsieur **M. Benabdoun** docteur à l'**université de Constantine** bien accepté d'être parmi les membres du jury.
- > A Monsieur **M. Djezzar** docteur à l'**université de Constantine** le deuxième examinateur que j'ai l'honneur d'exposer devant lui.
- > A l'affectation et sans défaillance de ma famille qui réduit un parcours de mille milles en un pas.

Je voudrais remercier ici chacun, sincèrement.

A. Bouras