

SOMMAIRE

| | Pages |
|--|--------------|
| INTRODUCTION GENERALE..... | 1 |
| CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES TRANSFERTS DE CHALEUR..... | 4 |
| I-1. Introduction | 4 |
| I-2. Définition..... | 4 |
| 2-1. Champ de Température | 4 |
| 2-2. Flux Thermique : Densité de flux thermique | 4 |
| I-3. Bilan thermique..... | 5 |
| 3-1. Expression des flux d'énergie..... | 6 |
| 3-1-1. Stockage d'énergie | 6 |
| 3-1-2. Génération d'énergie | 6 |
| 3-1-3. Conduction..... | 7 |
| 3-1-4. Convection | 7 |
| 3-1-5. Rayonnement | 8 |
| I-4. Transfert par convection | 8 |
| 4-1. Généralités : Contact entre un milieu immobile et un fluide en mouvement..... | 8 |
| 4-2. Définition | 9 |
| 4-2-1. La convection naturelle ou libre | 9 |
| 4-2-2. La convection forcée | 9 |
| 4-3. Méthodes d'étude de la convection | 10 |
| 4-3-1. Calcul du flux de chaleur en convection naturelle | 11 |
| 4-3-2. Calcul du flux de chaleur en convection forcée | 12 |
| I-5. Transfert par rayonnement | 12 |
| 5-1. Généralités | 12 |
| 5-2. Définitions | 13 |
| 5-2-1. Définitions relatives aux sources du rayonnement | 13 |
| 5-2-2. Définitions relatives à un récepteur | 15 |
| 5-2-3. Corps noir, Corps gris | 16 |
| 5-3. Lois du rayonnement..... | 16 |
| 5-3-1. Loi de Lambert | 16 |
| 5-3-2. Lois physiques | 17 |
| 5-4. Rayonnement réciproques de plusieurs surfaces | 19 |

| | Pages |
|---|--------------|
| 5-4-1. Facteur de forme..... | 19 |
| 5-4-2. Echanges radiatifs entre corps noirs : Flux net perdu..... | 21 |
| 5-4-3. Echanges entre surfaces grises | 21 |
| | |
| CHAPITRE II : ENERGIE SOLAIRE..... | 25 |
| II-1. Aspects géométriques | 25 |
| 1-1. Temps solaire..... | 25 |
| 1-1-1. Temps sidéral..... | 25 |
| 1-1-2. Temps solaire vrai..... | 25 |
| 1-1-3. Temps solaire moyen..... | 25 |
| 1-1-4. Temps universel..... | 25 |
| 1-1-5. Equation du temps..... | 25 |
| 1-2. Coordonnées du soleil | 26 |
| II-2. Aspects énergétiques | 27 |
| 2-1. Caractéristiques du rayonnement solaire | 27 |
| 2-2. Rayonnement solaire à la traversée de l'atmosphère..... | 28 |
| 2-2-1. Influence de l'atmosphère | 28 |
| 2-2-2. Rayonnement de l'atmosphère | 28 |
| 2-3. Rayonnement solaire reçu sur le sol | 28 |
| 2-3-1. Le rayonnement direct | 29 |
| 2-3-2. Le rayonnement diffus | 30 |
| 2-3-3. Le rayonnement global | 30 |
| 2-3-4. Notion d'albédo | 30 |
| 2-4. Bilan énergétique | 31 |
| 2-5. Estimation du rayonnement reçu par une surface | 31 |
| 2-5-1. Eclairage direct..... | 31 |
| 2-5-2. Eclairage diffus..... | 32 |
| 2-6. Température extérieure..... | 32 |
| 2-7. Mesure du rayonnement solaire | 32 |
| | |
| CHAPITRE III : CARACTERISATION THEORIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE PLAN..... | 35 |
| III-1. Le modèle | 35 |

| | Pages |
|---|---------------|
| III-2. Etude du champ thermique dans le capteur | 36 |
| 2-1. Généralités | 36 |
| 2-2. Bilans Energétiques | 36 |
| 2-2-1. Bilan énergétique de la vitre externe | 37 |
| 2-2-2. Bilan énergétique sur la vitre interne | 39 |
| 2-2-3. Bilan énergétique de l'absorbeur | 40 |
| III-3. Résolution du problème par la méthode de discrétisation..... | 41 |
| CHAPITRE IV : APPLICATION AU CAISSON..... | 44 |
| IV-1. Description et étude des systèmes | 44 |
| 1-1. Le coffre | 44 |
| 1-2. Le bac intérieur..... | 45 |
| 1-3. Le couvercle | 45 |
| 1-4. L'isolation | 45 |
| IV-2. Etude du champ thermique dans le caisson..... | 46 |
| 2-1. Bilan thermique de la couverture externe | 46 |
| 2-2. Bilan thermique de la couverture interne..... | 47 |
| 2-3. Bilan thermique de l'absorbeur..... | 47 |
| IV-3. Résolution du problème par la méthode de discrétisation | 47 |
| IV-4. Résolution numérique..... | 49 |
| IV-5. Résultat de la simulation..... | 51 |
| IV-6. Conclusion | 52 |
| CONCLUSION GENERALE | 53 |
| REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES..... | 54 |

LISTE DES FIGURES

| | Pages |
|---|--------------|
| Figure I-1: Flux thermique..... | 5 |
| Figure I-2: Bilan thermique | 5 |
| Figure I-3: Conduction | 7 |
| Figure I-4: Convection | 8 |
| Figure I-5: Rayonnement | 8 |
| Figure II-1: Repérage de la position..... | 26 |
| Figure II-2 : Influence de l'atmosphère..... | 28 |
| Figure II-3 : Répartition de l'albédo planétaire pour une puissance solaire incidente de 100 Watts..... | 30 |
| Figure II-4 : Héliographe..... | 32 |
| Figure II-5 : Schéma d'une thermopile et du Pyranomètre Kipp and Zonen..... | 33 |
| Figure III-1 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan..... | 35 |
| Figure III-2 : Echanges thermiques dans une section du capteur..... | 36 |
| Figure IV-1 : Schéma du caisson..... | 44 |
| Figure IV-2 : Le bac intérieur..... | 45 |
| Figure IV-3.a : Coupe transversale Nord-Sud..... | 46 |
| Figure IV-3.b : Coupe transversale Est-Ouest..... | 46 |
| Figure IV-4 : Organigramme de l'algorithme de calcul..... | 50 |
| Figure IV-5 : Profil des ensoleillements expérimentaux et numériques de la journée 106..... | 51 |
| Figure IV-6 : Profil des ensoleillements expérimentaux et numériques de la journée 112..... | 51 |

NOMENCLATURE

LETTRES LATINES

| Symboles | Signification | unités |
|-----------------|---------------------------------------|-------------------------------|
| a | Azimut | ° |
| C | Chaleur massique | $W.Kg^{-1}.K^{-1}$ |
| D^* | Rayonnement solaire diffus | $W.m^{-2}$ |
| e | Epaisseur | m |
| ET | Equation du Temps | mn |
| E | Eclairement total | $W.m^{-2}$ |
| E_{λ} | Eclairement spectrique | $W.m^{-2}.\mu m^{-1}$ |
| F | Facteur de forme | |
| F_{λ} | Fraction de l'émittance du corps noir | |
| g | Intensité de la pesanteur | $m.s^{-2}$ |
| G^* | Rayonnement solaire global | $W.m^{-2}$ |
| H | Hauteur angulaire | ° |
| h_c | Coefficient d'échange par convection | $W.m^{-2}.K^{-1}$ |
| h_r | Coefficient d'échange par rayonnement | $W.m^{-2}.K^{-1}$ |
| h | Constante de Planck | J.s |
| I^* | Rayonnement solaire direct | $W.m^{-2}$ |
| j | Numéro du jour | |
| J | Radiosité | $W.m^{-2}$ |
| k | Coefficient de conductivité thermique | $W.m^{-1}.K^{-1}$ |
| k_B | Constante de Boltzmann | $J.K^{-1}$ |
| L | Latitude | ° |
| Lo | Longitude | ° |
| $L_{\lambda T}$ | Luminance spectrique | $W.m^{-2}.\mu m^{-1}.sr^{-1}$ |
| L_T | Luminance totale | $W.m^{-2}.sr^{-1}$ |
| m | Nombre de masse atmosphérique | |
| m_{vext} | Masse de la vitre externe | Kg |

| Symboles | Signification | unités |
|-----------------|--------------------------------|-----------------------|
| m_{vint} | Masse de la vitre interne | Kg |
| m_{ab} | Masse de l'absorbeur | Kg |
| $M_{\lambda T}$ | Emittance spectrique | $W.m^{-2}.\mu m^{-1}$ |
| M_T | Emittance totale | $W.m^{-2}$ |
| M_T^0 | Emittance totale du corps noir | $W.m^{-2}$ |
| P | Pression | Pa |
| R | Coefficient de réflexion | |
| S | Surface | m^2 |
| T | Température | $^{\circ}C$ |
| t | Temps | s |
| TSV | Temps Solaire Vrai | h |
| TSM | Temps Solaire Moyen | h |
| TU | Temps Universel | h |
| V_v | Vitesse du vent | $m.s^{-1}$ |
| z | Altitude du site | m |

LETTRES GRECQUES

| Symboles grecques | Signification | unités |
|--------------------------|-----------------------------|--------------------|
| α | Coefficient d'absorption | |
| β | coefficient de dilatation | |
| λ | Longueur d'onde | μm |
| ε | Emissivité | |
| ρ | Masse volumique | $Kg.m^{-3}$ |
| τ | Coefficient de transmission | |
| Φ | Energie rayonnée | W |
| σ | Constante Stefan Boltzmann | $W.m^{-2}.K^{-4}$ |
| φ | Densité de flux thermique | $W.m^{-2}$ |
| ω | Angle horaire | $^{\circ}$ |
| μ | Viscosité dynamique | $Kg.m^{-1}.s^{-1}$ |
| ν | Viscosité cinématique | $m^2.s^{-1}$ |

| Symboles grecques | Signification | unités |
|-------------------|--|--------|
| ξ | Densité optique | |
| γ | Orientation de la surface par rapport au sud | ° |
| δ | Déclinaison | ° |

INDICES

| Symboles | Désignation |
|----------|-----------------------|
| ab | absorbeur |
| vin | Vitre intérieure |
| vext | Vitre extérieure |
| cin | Couverture intérieure |
| cext | Couverture extérieure |
| ra | rosée |
| amb | ambiant |
| ∞ | infini |
| i | incident |
| st | stocké |
| g | général |
| e | entré |
| s | sorti |

INTRODUCTION GENERALE

L'augmentation brutale du prix du pétrole survenue en 1973 a conduit une première fois l'homme à s'intéresser à des sources d'énergie renouvelables au premier desquelles l'énergie solaire. Aujourd'hui face à l'épuisement des énergies fossiles et un prix du pétrole qui a atteint des niveaux insupportables, notamment pour les pays en développement, les économies fragiles subissent de graves perturbations pour leur approvisionnement en matière de carburant, gaz butane, , etc.....

Cette situation pousse les populations à recourir au charbon de bois pour la cuisson, ce qui favorise le déboisement et l'avancé du désert.

Ainsi notre étude s'appuie sur cet ensemble de considérations pour apporter une solution afin de réduire la dépendance des sociétés vis-à-vis des énergies fossiles. Il concerne principalement l'étude de l'utilisation de l'énergie solaire pour la production de chaleur au sein d'un capteur à double vitrage ayant des faces latérales inclinées. La double couverture permet de limiter les déperditions par convection. Les faces latérales inclinées et recouvertes d'un mince film d'aluminium réfléchissent le rayonnement solaire incident sur l'absorbeur. Nous avons choisi d'étudier ce modèle de capteur plutôt que celui d'un capteur plan parce qu'il est susceptible d'être utilisé directement comme séchoir de produits agro-alimentaires ou comme stérilisateur dans le domaine médical. Ces applications présentent un intérêt important dans le monde rural.

La complexité du phénomène auquel est soumis un capteur est difficile à cerner parce que de multiples paramètres sont introduits en tant que données, les résultats de la simulation ne pouvant être qu'une approximation de la réalité.

Pour mener à bien cette étude, nous avons subdivisé notre travail en quatre chapitres.

Le **premier chapitre** est consacré aux généralités sur les modes de transfert de chaleur. Cette partie passe en revue les définitions et les lois régissant les transferts que sont la conduction, la convection et le rayonnement.

Dans le **deuxième chapitre** nous faisons une estimation de l'énergie solaire captée. Nous étudions d'abord les aspects géométriques c'est-à-dire le repérage du soleil, puis évaluons le rayonnement au sol en tenant compte de l'influence de l'atmosphère.

Dans le **troisième chapitre** nous étudions le capteur plan dans le cadre d'une approche simplificatrice.

Dans le **quatrième chapitre** qui traite la modélisation du système caisson chauffé, nous décrivons le modèle et écrivons les bilans énergétiques des différents constituants. La résolution numérique du système, faite à partir d'un logiciel de calcul **MatLab**, nous permet de faire une étude comparative entre les résultats de la simulation et les résultats expérimentaux.

Chapitre I

GENERALITES SUR LES TRANSFERTS DE CHALEUR

GENERALITES SUR LES TRANSFERTS DE CHALEUR

1-1/ INTRODUCTION

La thermodynamique permet de prévoir la quantité d'énergie échangée entre un système et l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. La thermique se propose elle de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution de la température d'un système entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

Les transferts thermiques s'effectuent selon trois processus :

- la conduction,
- la convection,
- et le rayonnement.

1-2/ DEFINITION

2-1/ Champ de Température

Les transferts de chaleur sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température : $T = f(x, y, z, t)$.

La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé champ de température. Nous distinguons deux cas :

- Champ de température indépendant du temps : régime permanent ou stationnaire,
- Evolution du champ de température avec le temps : régime variable ou instationnaire

2-2/ Flux Thermique : Densité de flux thermique

Soit dQ la chaleur traversant une surface élémentaire dS pendant dt , le rapport $\frac{dQ}{dt}$ est le flux thermique.

Le Flux Thermique élémentaire $d\Phi$ traversant cette surface s'écrit :

$$d\Phi = \vec{\varphi}_M \cdot \vec{N}_M \cdot dS \quad (\text{I-1})$$

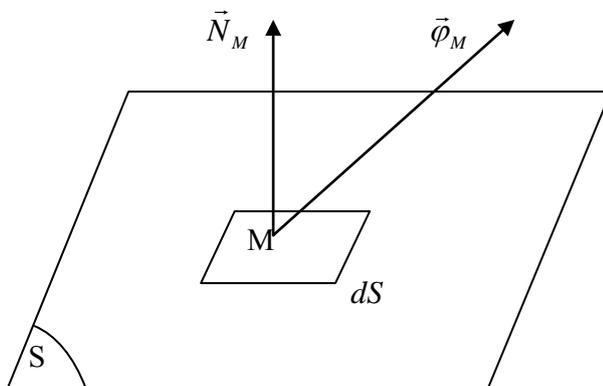


Figure I-1 : Flux thermique

Où \vec{N}_M est la normale unitaire

$\vec{\varphi}_M$ est le vecteur densité de flux thermique au point M

Le produit scalaire $\vec{\varphi}_M \cdot \vec{N}_M$ est appelé densité de flux thermique et s'exprime en W.m^{-2}

Le flux thermique traversant S s'obtient en additionnant les flux élémentaire $d\Phi$ selon

$$\Phi = \iint_S \vec{\varphi}_M \cdot \vec{N}_M \cdot dS \quad (I-2)$$

N.B : La normale étant orientée vers l'extérieur du domaine limité par S, par conséquent un flux positif correspond à une perte d'énergie pour le système.

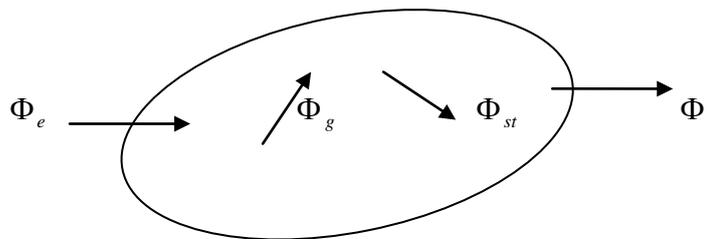
1-3/ BILAN THERMIQUE

Un système qui produit de l'énergie thermique en stocke une partie et en échange une partie avec son environnement, ce que nous traduisons par la relation :

Production = Stockage + Echanges.

– Formulation mathématique :

Soit un domaine D continu, de volume V indéformable et fixe, limité par la surface S



FigureI-2 : Bilan thermique

L'inventaire des flux de chaleur :

Φ_e : flux de chaleur entrant

Φ_s : flux de chaleur sortant

Φ_g : flux de chaleur généré (produit)

Φ_{st} : flux de chaleur stocké

Le 1er Principe de la thermodynamique donne :

$$\Phi_e + \Phi_g = \Phi_{st} + \Phi_s$$

Soit $\Phi_g = \Phi_{st} + (\Phi_s - \Phi_e)$

Production Stockage Echanges

3-1/ Expression des flux d'énergie

3-1-1/ Stockage d'énergie :

Le stockage d'énergie dans un corps correspond à une augmentation de son énergie interne U au cours du temps.

$$\Phi_{st} = \iiint_V \frac{dU}{dt} dV \quad (I-3)$$

$$\Phi_{st} = \rho C \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \iiint_V dV = \rho.CV \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \quad (I-4)$$

ρ , V, et C sont supposés constants, le produit ρCV est appelé capacité thermique du corps.

3.1.2/ Génération d'énergie :

La génération d'énergie intervient lorsqu'une autre forme d'énergie (Chimique, électrique, mécanique, nucléaire ...) est convertie en énergie thermique. Elle s'écrit sous la forme :

$$\Phi_g = \iiint_V p_{th}(A) dV \quad (I-5)$$

$$\Phi_g = p_{th}(A) V \quad (W) \quad (I-6)$$

L'équation bilan global devient :

$$p_{th}V = \rho VC \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) + \Phi_s - \Phi_e \quad (I-7)$$

- En régime passif : la production Φ_g est nulle
- En régime stationnaire : le stockage Φ_{st} est nul
- Si le système est passif et stationnaire : les échanges sont nuls, par conséquent les entrées d'énergie compensent les sorties ; d'où :

$$\Phi_s = \Phi_e = \Phi \quad (I-8)$$

3-1-3/ Conduction:

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction s'effectue selon deux mécanismes distincts : transmission par vibrations des atomes ou molécules et transmission par les électrons libres.

La loi de la conduction thermique a été énoncée par **Fourier** en 1822 : la densité de flux thermique est proportionnelle au gradient de température.

$$\Phi_{cd} = -k \cdot \vec{S} \cdot \text{grad}T \quad (\text{I-9})$$

Sous forme algébrique :

$$\Phi_{cd} = -k \cdot S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{I-10})$$

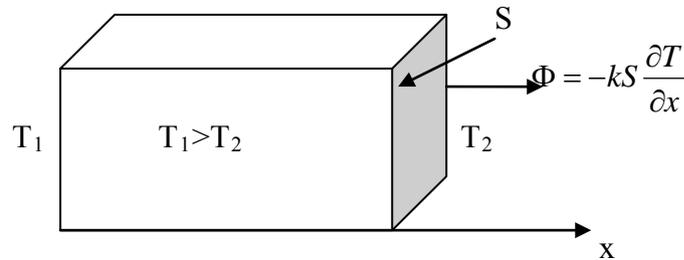


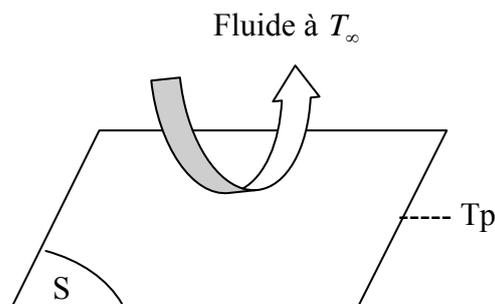
Figure I-3 : Conduction

3-1-4/ Convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide en mouvement lorsque leurs températures sont différentes.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de **Newton**.

$$\Phi_{cv} = h_c \cdot S (T_p - T_\infty) \quad (\text{I-11})$$



FigureI-4: Convection

3-1-5/ Rayonnement :

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre un système matériel et son environnement. Ce mode de transfert, qui est par nature très différent des deux précédents (propagation sans support matériel, vitesse quasiment infinie), est régi par les lois de **Planck**, de **Stefan** et de **Kirchhoff**.

$$\Phi_r = \varepsilon_p \cdot \sigma \cdot S(T_p^4 - T_e^4) \quad (\text{I-12})$$

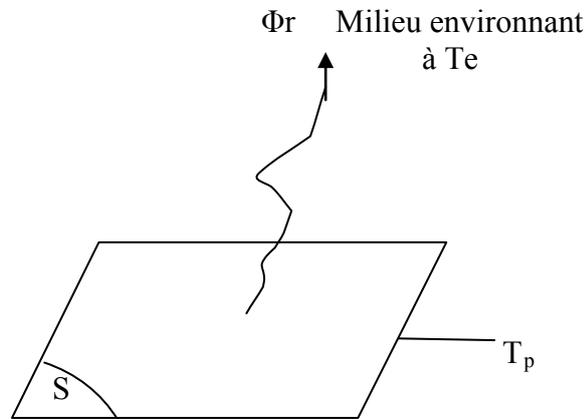


Figure I-5 : Rayonnement

I-4/ TRANSFERT PAR CONVECTION

4-1/ Généralités : Contact entre un milieu immobile et un fluide en mouvement.

Entre un milieu immobile et un fluide en mouvement, existe une zone d'échange de quantité de mouvement (frottement) et d'énergie appelée « couche limite ». Pour rendre compte globalement ces échanges d'énergie thermique entre la paroi T_p et le fluide de température au loin T_∞ , on utilise la loi linéaire proposée par **Newton** :

$$\Phi_{cv} = h_c \cdot S(T_p - T_\infty) \quad (\text{I-13})$$

Cette relation très simplificatrice peut être interprétée en considérant que le fluide arrive sur la paroi à la température T_∞ et repart à la température T_p ; mais la réalité est beaucoup plus complexe.

- Si $h_c \rightarrow 0$ le fluide se comporte comme une paroi adiabatique, la densité de flux est imposée ($\Phi_{cv} = 0$)
- Si $h_c \rightarrow \infty$, le flux étant fini, l'écart ($T_p - T_\infty$) tend vers zéro ; le fluide impose sa température à la paroi, dans ce cas c'est la température qui est imposée.

4-2/ Définition

La convection est un échange thermique entre la surface d'un solide (ou d'un liquide) et un fluide en mouvement.

Les transferts de chaleur qui s'effectuent simultanément avec des transferts de masse volumique sont dits transferts de chaleur par convection.

Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue :

4-2-1/ La convection naturelle ou libre :

Le fluide est mis en mouvement sous l'effet de la différence de température à la surface et d'un champ de forces extérieures (pesanteur).

Ici les équations de la dynamique et de la thermique sont fortement couplées puisque c'est la poussée d'Archimède née du champ de température qui génère l'écoulement et il n'existe pas à priori de vitesse de référence.

2-4-2/ La convection forcée :

Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, moteur, ventilateur, ...). Dans ce cas-ci, il est souvent possible de découpler les équations de la dynamique et de celles de la thermique.

On a deux situations :

☞ A faibles vitesses: Régime d'écoulement «Laminaire ».

Les trajectoires des particules sont distinctes ; on peut définir à chaque instant et en chaque point la vitesse et la température du fluide.

☞ A partir d'une vitesse critique les trajectoires se coupent et se mélangent: on a un régime d'écoulement « Tourbillonnaire » ou « Turbulent ». Il n'est plus possible de prédire la vitesse et la température d'un fluide à un instant donné, seules leurs valeurs moyennes peuvent être connues.

En général :

- Petit diamètre : Régime Laminaire,
- Gros diamètre : Régime rapidement Turbulent.

N.B : Quel que soit le type de convection (libre ou forcée) et quel que soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur est donné par la relation :

$$\Phi_{cv} = h_c \cdot S \cdot \Delta T \quad (I-14)$$

4-3/ Méthodes d'étude de la convection

Le problème majeur à résoudre avant le calcul du flux consiste à déterminer h_c qui dépend d'un nombre important de paramètres : caractéristiques du fluide, de l'écoulement, de la température, de la forme de la surface d'échange.

Pour une convection il y a une couche limite de vitesse nulle qui permet l'échange de chaleur.

1er principe : Déterminer l'échange à travers la couche.

2ème principe : Le champ aérodynamique et le champ thermique sont semblables.

3ème principe : Evaluer l'échange entre le fluide et le corps solide par la relation de continuité :

$$-k_p \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) = h_c \cdot (T_p - T_e) \quad (I-15)$$

Les nombres sans dimension qui régissent le champ aérodynamique sont principalement :

| | |
|--|--------------------|
| $Re = \frac{uD}{\gamma}$ | Nombre de Reynolds |
| $Pr = \frac{C_p \mu}{\kappa}$ | Nombre de Prandtl |
| $N = \frac{hD}{\kappa}$ | Nombre de Nusselt |
| $Pe = \frac{\rho u D C_p}{\kappa}$ | Nombre de Peclet |
| $Gr = \beta \frac{g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2}$ | Nombre de Grashof |

4-3-1/ Calcul du flux de chaleur en convection naturelle

— Mécanisme de la convection naturelle :

Considérons un fluide au repos en contact avec une paroi plane à la température T_0 . Si la paroi à une température $T = T_0 + \Delta T$, le fluide va s'échauffer par conduction et la masse du volume unité va passer de ρ_0 à $\rho_0 - \Delta \rho$ et sera soumis à une force ascensionnelle $\vec{f} = -\Delta \rho \cdot \vec{g}$

Le principe fondamental de la dynamique permet d'évaluer l'accélération γ du fluide.

Pour un volume unité : $m = \rho$ d'où $\Delta \rho \cdot g = \rho \cdot \gamma$
 et $\gamma = \Delta \rho \cdot g / \rho$

en introduisant le coefficient de dilatation volumique β du fluide défini par $\beta = \Delta\rho/\rho.\Delta T$, il vient :

$$\gamma = \beta.g.\Delta T$$

$\beta.g.\Delta T$ est le module de l'accélération produite par l'expansion thermique due à la variation ΔT de la température T_0 . Ce mouvement du fluide induit par les différences de masse volumique des gradients de température va donner naissance aux courants de convection.

Dans le cas d'un transfert de chaleur par convection naturelle le long d'une paroi plane, le coefficient de convection dépend des caractéristiques du fluide : $k, \rho, \mu, C_p, \beta, g$; de la paroi de longueur L et de l'écart de température ΔT à la frontière ce que l'on peut traduire par la relation :

$$h = f(k, \rho, C_p, \mu, \beta, g, L, \Delta T)$$

Cette relation peut être écrite sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels $Nu = f(Gr, Pr)$.

— Calcul d'un flux de chaleur transmis par convection naturelle

La relation liant le flux de chaleur transférée par convection aux variables dont il dépend peut être écrite sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

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

- 1- Calcul des nombres 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 la corrélation.
- 4- Calcul de $h_c = k.Nu/D$ et $\Phi = h_c.S.(T_p - T_e)$

Pour la convection naturelle les principales corrélations sont données en A.1

4-3-2/ Calcul du flux de chaleur en convection forcée

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

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

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

- 1- Calcul des nombres de Reynolds et Prandtl.
- 2- Suivant la valeur de Re et la configuration → choix de la corrélation.
- 3- Calcul de Nu par application de cette corrélation.

4- Calcul de $h_c = k.N_u/D$ et $\Phi = h_c.S.(T_p - T_e)$

Pour la convection forcée, les principales corrélations sont données en A.2

I-5/ TRANSFERT PAR RAYONNEMENT

5-1/ Généralités

Tous les corps matériels rayonnent, c'est-à-dire libèrent de l'énergie appelée « rayonnement électromagnétique ». Ce rayonnement est constitué de photons caractérisés par leur direction de propagation $\vec{\Omega}$ et par leur fréquence ν . Chaque photon dans un milieu d'indice de réfraction n transporte une énergie $E = h\nu$ et une quantité de mouvement

$$\vec{p} = n \frac{h\nu}{C_0} \vec{\Omega} \quad (h=6,625.10^{-34} \text{ J.s} : \text{ constante de Planck et } C_0= 3.10^8 \text{ m.s}^{-1})$$

On distingue trois domaines spectraux principaux :

- Ultraviolet $\Rightarrow 0,1 < \lambda < 0,4 \mu m$
- Visible $\Rightarrow 0,4 < \lambda < 0,8 \mu m$
- Infrarouge $\Rightarrow 0,8 < \lambda < 50 \mu m$

Le rayonnement thermique se rapporte essentiellement dans le domaine infrarouge à basse température et son spectre se déplace vers les courtes longueurs d'onde lorsque la température augmente.

L'échange énergétique entre un système matériel et un champ de rayonnement s'effectue selon deux processus :

- l'émission : conversion d'énergie matérielle (translation, rotation, vibration ou excitation électronique) en énergie radiative (production de photons),
- l'absorption : processus inverse, les photons disparaissent en cédant leur énergie et leur quantité de mouvement au milieu matériel.

Remarque : Lorsque l'émission se fait au détriment de l'énergie thermique du système, on parle de « rayonnement thermique ».

5-2/ Définitions

Les grandeurs physiques associées au rayonnement sont classées suivant deux critères :

- La distribution spectrale du rayonnement : Directivité

- Si la grandeur caractérise une direction donnée de propagation, elle est dite directionnelle.
- Par contre si elle est relative à l'ensemble des directions de l'espace, elle est dite hémisphérique.

—La répartition spectrale du rayonnement : Monochromaticité

- Si la grandeur concerne un intervalle $d\lambda$ autour d'une longueur d'onde, elle est dite spectrique
- Si elle est relative à l'ensemble du spectre, elle est dite totale.

5-2-1/ Définitions relatives aux sources du rayonnement

➤ FLUX :

On appelle flux d'une source S la puissance rayonnée Φ par S dans tout l'espace qui l'entoure, sur toutes les longueurs d'onde. Le flux Φ s'exprime en W.

➤ EMITTANCE ENERGETIQUE :

- Spectrique $M_{\lambda T}$:

Le flux d'énergie $d\Phi_{\lambda}^{\lambda+d\lambda}$ émis par une surface élémentaire dS , dans toutes les directions en avant de celle-ci, par des photons dont la longueur d'onde est comprise entre λ et $\lambda+d\lambda$ s'écrit :

$$d\Phi_{\lambda}^{\lambda+d\lambda} = M_{\lambda T} dS.d\lambda \quad (\text{I-16})$$

$M_{\lambda T}$ est appelée Emittance spectrice à la température T.

$$M_{\lambda T} = \frac{d\Phi_{\lambda}^{\lambda+d\lambda}}{dS.d\lambda} \quad (\text{W.m}^{-2}.\mu\text{m}^{-1}) \quad (\text{I-17})$$

- Totale :

C'est la densité de flux de chaleur émise par rayonnement par S sur tout le spectre des longueurs d'onde.

$$M_T = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} M_{\lambda T} d\lambda = \frac{d\Phi}{dS} \quad (\text{W.m}^{-2}) \quad (\text{I-18})$$

➤ LUMINANCE ENERGETIQUE :

- **Spectrique** : Le flux d'énergie $d\Phi_{\lambda}^{\lambda+d\lambda}$ transporté à travers la surface dS dans un cône d'angle solide $d\Omega$ centré sur la direction $\vec{\Omega}$ par des photons dont la longueur d'onde est entre λ et $\lambda + d\lambda$ s'écrit :

$$d\Phi_{\lambda}^{\lambda+d\lambda} = L_{\lambda T}(\vec{\Omega})dS \cdot \cos \theta \cdot d\Omega \cdot d\lambda$$

$L_{\lambda T}(\vec{\Omega})$ est appelée la Luminance spectrice

$$L_{\lambda T}(\vec{\Omega}) = \frac{d\Phi_{\lambda}^{\lambda+d\lambda}}{dS \cdot d\Omega \cdot d\lambda \cdot \cos \theta} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \mu\text{m}^{-1} \cdot \text{sr}^{-1}) \quad (\text{I-19})$$

- **Totale** : Le flux émis par les photons de toutes les longueurs d'onde s'écrit :

$$\begin{aligned} d\Phi &= L_T(\vec{\Omega})dS \cdot d\Omega \cdot \cos \theta \\ d\Phi &= \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} L_{\lambda T}(\vec{\Omega})dS \cdot d\Omega \cdot \cos \theta \cdot d\lambda \end{aligned} \quad (\text{I-20})$$

Les variables angulaires et spectrales sont indépendantes, il vient :

$$L_T(\vec{\Omega}) = \int_0^{\infty} L_{\lambda T}(\vec{\Omega})d\lambda = \frac{d\Phi}{dS \cos \theta \cdot d\Omega} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{sr}^{-1}) \quad (\text{I-21})$$

$L_T(\vec{\Omega})$ est la Luminance totale.

Remarques :

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

$$d\Omega = \frac{dS \cdot \cos \alpha}{r^2} \quad (\text{sr}) \quad (\text{I-22})$$

— L'intensité énergétique dans une direction : On appelle intensité énergétique I_x le flux par unité d'angle solide émis par une surface dS dans un angle solide $d\Omega$ entourant la direction Ox.

$$I_x = \frac{d^2\Phi_x}{d\Omega} \quad (\text{W} \cdot \text{sr}^{-1}) \quad (\text{I-23})$$

— La luminance énergétique dans une direction est donnée également par la relation suivante :

$$L_x = \frac{I_x}{dS_x} = \frac{I_x}{dS \cdot \cos \alpha} = \frac{d^2\Phi_x}{d\Omega \cdot dS \cdot \cos \alpha} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{sr}^{-1}) \quad (\text{I-24})$$

Avec α : angle que fait la normale \vec{n} à dS et la direction Ox .

5-2-2/ Définitions relatives à un récepteur

➤ ECLAIREMENT E

C'est l'homologue de l'émittance pour une source. L'éclairement est le flux reçu par unité de surface réceptrice.

- Spectrique E_λ :

$$d\Phi_{\lambda}^{\lambda+d\lambda} = E_\lambda \cdot dS \cdot d\lambda \quad (\text{W}) \quad (\text{I-25})$$

E_λ : Eclairement spectrique en $\text{W.m}^{-2}\mu\text{m}^{-1}$

- Total E :

$$d\Phi = E dS = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} E_\lambda \cdot dS \cdot d\lambda \quad (\text{I-26})$$

$$\Rightarrow E = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} E_\lambda \cdot d\lambda = \frac{d\Phi}{dS} \quad (\text{W.m}^{-2}) \quad (\text{I-27})$$

➤ GRANDEURS RELATIVES A LA RECEPTION DU RAYONNEMENT SUR UNE SURFACE

Quand un rayon incident d'énergie Φ_λ tombe sur une surface à la température T, une partie $\Phi_\lambda \cdot \rho_{\lambda T}$ de l'énergie incidente est réfléchiée par S, une autre partie $\Phi_\lambda \cdot \alpha_{\lambda T}$ est absorbée par S qui s'échauffe et le reste $\Phi_\lambda \cdot \tau_{\lambda T}$ est transmis.

On a alors $\Phi_\lambda = \Phi_\lambda \cdot \rho_{\lambda T} + \Phi_\lambda \cdot \alpha_{\lambda T} + \Phi_\lambda \cdot \tau_{\lambda T}$

D'où $\rho_{\lambda T} + \alpha_{\lambda T} + \tau_{\lambda T} = 1$

On définit ainsi les pouvoirs monochromatiques réfléchissant $\rho_{\lambda T}$, absorbant $\alpha_{\lambda T}$, et filtrant $\tau_{\lambda T}$ qui dépendent de la nature de la surface, de sa température, de la longueur d'onde λ du rayonnement incident et de l'angle d'incidence.

Remarque :

Si le rayonnement incident est sur tout le spectre on obtient les pouvoirs réfléchissant ρ_T , absorbant α_T , et filtrant τ_T totaux.

5-2-3/ Corps noir, Corps gris

➤ CORPS NOIR

C'est un corps qui absorbe tout le rayonnement qu'il reçoit indépendamment de son épaisseur, de sa température, de l'incidence et de la longueur d'onde ; il est défini par : $\alpha_T = 1$

Une surface enduite de noir de fumée en donne une idée.

*Tous les corps noirs rayonnent de la même manière

*Le corps noir rayonne plus que le corps non noir à la même température.

➤ CORPS GRIS

Un corps gris est un corps dont le pouvoir absorbant $\alpha_{\lambda T}$ est indépendant de la longueur d'onde λ du rayonnement qu'il reçoit. Il est défini par $\alpha_{\lambda T} = \alpha_T$

Notons bien que le corps noir est un corps gris spécial : $\alpha_T = 1$

En général, les corps solides sont considérés comme des corps gris par intervalle et on utilise un pouvoir absorbant moyen vis-à-vis du :

— rayonnement émis par les corps à haute température (soleil) $\lambda < 3 \mu\text{m}$

— rayonnement émis par les corps à faible température (atmosphère, absorbeur solaire...) $\lambda > 3 \mu\text{m}$

5-3/ Lois du rayonnement

5-3-1/ Loi de **Lambert**

Dans le cas où la source est isotrope, la luminance est indépendante de la direction : $L_x = L$.

$$\text{Or } L_n = \frac{I_n}{S} \quad (\text{I-28}) \quad \text{et} \quad L_\alpha = \frac{I_\alpha}{S \cdot \cos \alpha} \quad (\text{I-29})$$

De l'égalité $L_n = L_\alpha$ on obtient la loi de **Lambert** pour une source isotrope :

$$I_\alpha = I_n \cdot \cos \alpha$$

Remarque : Lorsqu'un corps suit la loi de Lambert, on montre que l'émittance et la Luminance sont proportionnelles [8]

$$M = \pi \cdot L \quad (\text{I-30})$$

➤ LOI DE KIRCHHOFF

A une température donnée et pour une longueur d'onde λ donnée, le rapport $\frac{M_{\lambda T}}{\alpha_{\lambda T}}$ est le même pour tous les corps.

- Pour un corps noir : $\alpha_{\lambda T} = 1$, $\frac{M_{\lambda T}}{\alpha_{\lambda T}} = M_{\lambda T}^0$

$M_{\lambda T}^0$ est l'émittance spectrique du corps noir, donc on a :

$$M_{\lambda T} = \alpha_{\lambda T} \cdot M_{\lambda T}^0 \quad (\text{W.m}^{-2}.\mu\text{m}^{-1}) \quad (\text{I-31})$$

L'émittance de tout corps est égale au produit de son pouvoir absorbant spectrique par l'émittance spectrique du corps noir à la même température.

- Kirchhoff généralisé : Cas des corps gris.

Pour un corps gris $\alpha_{\lambda T} = \alpha_{\lambda}$;

$$\text{Donc } M_T = \int_0^{\infty} M_{\lambda T} d\lambda = \int_0^{\infty} \alpha_{\lambda T} \cdot M_{\lambda T}^0 d\lambda$$

$$M_T = \alpha_T \int_0^{\infty} M_{\lambda T}^0 d\lambda \quad (\text{I-32})$$

En appelant M_T^0 l'émittance totale du corps noir à la température T, on obtient :

$$M_T = \alpha_T \cdot M_T^0 \quad (\text{I-33})$$

L'émittance totale M_T d'un corps gris à la température T est égale au produit de son pouvoir absorbant α_T et l'émittance M_T^0 d'un corps noir à la même température.

➤ RAYONNEMENT DU CORPS NOIR

- Loi de **Planck** : Expression de l'émittance spectrique :

$$L_{\lambda T}^0 = \frac{2hC^2}{\lambda^5} \left[\exp\left(\frac{hC}{\lambda k_B T}\right) - 1 \right]^{-1} \quad (\text{I-34})$$

Le corps noir étant une source isotrope \Rightarrow Lambert : $M_{\lambda T}^0 = \pi \cdot L_{\lambda T}^0$

$$\text{Il vient : } M_{\lambda T}^0 = \frac{2\pi h C^2}{\lambda^5} \left[\exp\left(\frac{hC}{\lambda k_B T}\right) - 1 \right]^{-1} \quad (\text{W.m}^{-2}.\mu\text{m}^{-1}) \quad (\text{I-35})$$

$K_B = 1.38.10^{-23} \text{ J.k}^{-1}$: constante de **Boltzmann**

$h = 6,625.10^{-34}$ J.s : constante de **Planck**

Nous pouvons écrire :
$$M_{\lambda T}^0 = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{\exp\left[\frac{C_2}{\lambda T}\right] - 1} \quad (I-36)$$

$$C_1 = 3,742.10^{-16} W.m^{-2}$$

$$C_2 = 1,4385.10^{-2} W.K$$

Remarque : La loi de **Planck** permet de tracer les courbes isothermes représentant les variations de $M_{\lambda T}^0$ en fonction de la longueur d'onde pour diverses températures.

- Loi de **Wien** : Evolution de $M_{\lambda T}^0$ en fonction de λ :

Il existe un extrémum quand λ varie, on trouve la longueur d'onde λ_m correspondante telle que $\lambda_m T = 2900 \mu m.K$.

- Loi de **Stefan-Boltzmann** : Emission totale M_T^0 :

L'intégration de la formule de Planck pour toutes les longueurs d'onde donne l'émission totale :

$$M_T^0 = \sigma.T^4 \quad (I-37)$$

Avec $\sigma = 5,675.10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$

- Fraction de l'émission du corps noir F_λ :

C'est la fraction du flux émis par l'unité de surface du corps noir entre les longueurs d'onde λ_1 et λ_2 .

$$F_{\lambda_{1T}, \lambda_{2T}} = \frac{\int_0^{\lambda_2} M_{\lambda T}^0 . d\lambda}{\int_0^{\lambda_1} M_{\lambda T}^0 . d\lambda} = \frac{\int_0^{\lambda_2} M_{\lambda T}^0 . d\lambda}{\sigma.T^4} - \frac{\int_0^{\lambda_1} M_{\lambda T}^0 . d\lambda}{\sigma.T^4} \quad (I-38)$$

$$F_{\lambda_{1T}, \lambda_{2T}} = F_{0-\lambda_{2T}} - F_{0-\lambda_{1T}}$$

$$F_{0-\lambda T} = \frac{1}{\sigma T^4} \int_0^\lambda \frac{C_1 \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1} . d\lambda$$

Calculons

$$F_{0-\lambda T} = \frac{1}{\sigma} \int_0^\lambda \frac{C_1 (\lambda T)^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1} . d(\lambda T) \quad (I-39)$$

$F_{0-\lambda T}$ ne dépend que du produit (λT). Il suffit donc de construire la table des valeurs de la fonction $F_{0-\lambda T}$ et l'utiliser pour le calcul de $F_{\lambda 1T, \lambda 2T} = F_{0-\lambda 2T} - F_{0-\lambda 1T}$.

➤ RAYONNEMENT DU CORPS NON NOIR : Facteur d'émission ou Emissivité

Les propriétés émissives des corps sont définies par rapport à celles du corps noir dans les mêmes conditions de température et de longueur d'onde. Ces propriétés sont caractérisées à l'aide de coefficients appelés émissivités ou facteurs d'émission. Les émissivités spectrique et totale sont données par :

$$\varepsilon_{\lambda T} = \frac{M_{\lambda T}}{M_{\lambda T}^0} \quad (\text{I-40}) \quad \text{et} \quad \varepsilon_T = \frac{M_T}{M_T^0} \quad (\text{I-41})$$

D'après la loi de Kirchhoff-Draper, à l'équilibre thermodynamique $\alpha_{\lambda T} = \varepsilon_{\lambda T}$

N.B : Cette relation est bien vérifiée hors équilibre à condition qu'il soit possible de définir une température en tout point du système : hypothèse d'équilibre thermodynamique local.

Cas des corps gris : Ils sont caractérisés par $\alpha_{\lambda T} = \alpha_T$ soit $\varepsilon_{\lambda T} = \varepsilon_T$

Or $M_T = \varepsilon_T M_T^0$, nous en déduisons l'émittance du corps gris à la température T.

$$M_T = \varepsilon_T \sigma T^4 \quad (\text{W.m}^{-2}) \quad (\text{I-42})$$

5-4/ Rayonnement réciproques de plusieurs surfaces

Des surfaces en présence rayonnent. Chacune réfléchit, absorbe et envoie vers les autres. Les surfaces considérées sont supposées homogènes, isothermes, opaques et isotropes et sont séparées par un milieu inerte (transparent) à toute longueur d'onde.

5-4-1/ Facteur de forme F_{ik}

Soient deux surfaces S_i et S_k rayonnant l'une sur l'autre.

Soit Φ_{ik} le flux total émis par S_i et reçu par S_k et Φ_i le flux total émis par S_i .

On appelle Facteur de forme géométrique de S_i vers S_k le rapport :

$$F_{ik} = \frac{\Phi_{ik}}{\Phi_i} ; 0 \leq F_{ik} \leq 1.$$

C'est la fraction de flux émis par S_i et tombant sur S_k .

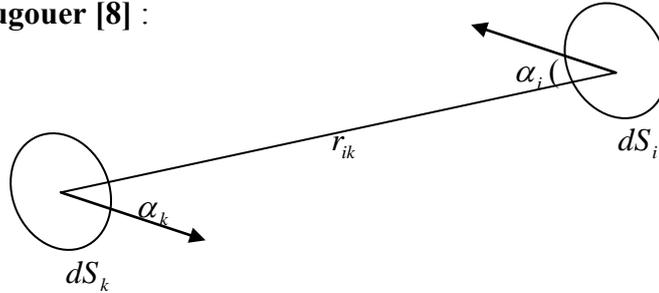
Par définition de la luminance, le flux émis par dS_i et tombant sur dS_k distante de r_{ik} est :

$$d\Phi_{ik} = L_i dS_i \cos \alpha_i d\Omega_{ik} \quad (\text{I-43})$$

Où : $d\Omega_{ik}$ est l'angle solide duquel depuis dS_i on voit dS_k donc

$$d\Omega_{ik} = \frac{dS_k \cdot \cos \alpha_k}{r_{ik}^2} \quad (\text{I-44})$$

D'où la formule de **Bougouer [8]** :



$$d\Phi_{ik} = L_i \frac{dS_i \cos \alpha_i dS_k \cos \alpha_k}{r_{ik}^2} \quad (\text{I-45})$$

Or $L_i = \frac{M_i}{\pi}$ on peut écrire :

$$d\Phi_{ik} = \frac{M_i}{\pi} \cdot \frac{dS_i \cdot \cos \alpha_i \cdot dS_k \cdot \cos \alpha_k}{r_{ik}^2} \quad (\text{I-46})$$

En intégrant sur S_k et sur S_i :

$$S_i F_{ik} = \iint_{S_i S_k} \frac{\cos \alpha_i \cdot \cos \alpha_k}{\pi \cdot r_{ik}^2} dS_i \cdot dS_k \quad (\text{I-47})$$

Il ne dépend que de la géométrie et de la disposition relative des surfaces S_i et S_k .

Le flux peut s'écrire alors :

$$\Phi_{i \rightarrow k} = F_{ik} \cdot \Phi_i \quad (\text{I-48})$$

+ Règles de sommation :

Dans une enceinte formée de n surfaces isothermes on a :

$$\Phi_i = \Phi_{i \rightarrow 1} + \Phi_{i \rightarrow 2} + \dots + \Phi_{i \rightarrow i} + \dots \Phi_{i \rightarrow n} \quad (\text{I-49})$$

Où encore :

$$\Phi_i = F_{i1} \cdot \Phi_i + F_{i2} \cdot \Phi_i + \dots + F_{in} \cdot \Phi_i \quad (\text{I-50})$$

$$\text{D'où } F_{i1} + F_{i2} + \dots + F_{in} = 1 \quad \text{ou encore } \sum_{k=1}^n F_{ik} = 1 \quad (\text{I-51})$$

+ Règle de réciprocité :

$$S_i F_{ik} = \int_{S_i} \int_{S_k} \frac{\cos \alpha_i \cdot \cos \alpha_k}{\pi \cdot r_{ik}^2} dS_i \cdot dS_k \quad (\text{I-52})$$

$$S_i F_{ik} = S_k F_{ki} \quad (\text{I-53})$$

Ces deux relations sont utiles pour la détermination des facteurs de forme de plusieurs surfaces en présence.

5-4-2/ Echanges radiatifs entre corps noirs : FLUX NET PERDU

La surface S_i envoie du flux et en reçoit ; le flux net entre S_i et S_k est :

$$\Phi_i^{net} = \Phi_{ik} - \Phi_{ki} = F_{ik} M_i^0 S_i - F_{ki} M_k^0 S_k \quad (\text{I-54})$$

$$\Phi_i^{net} = S_i \cdot F_{ik} (M_i^0 - M_k^0) = \sigma \cdot S_i \cdot F_{ik} (T_i^4 - T_k^4) \quad (\text{W}) \quad (\text{I-55})$$

Lorsque S_i est en présence de plusieurs autres surfaces :

$$\Phi_i^{net} = \sigma \cdot S_i \cdot \sum_k F_{ik} (T_i^4 - T_k^4) \quad (\text{W}) \quad (\text{I-56})$$

Trois situations sont possibles :

$$\Phi_i^{net} > 0 \Rightarrow \quad \text{Si est une source de rayonnement}$$

$$\Phi_i^{net} < 0 \Rightarrow \quad \text{Si est une source de captation}$$

$$\Phi_i^{net} = 0 \Rightarrow \quad \text{Si est adiabatique ou réfractaire.}$$

5.4.3/ Echanges entre surfaces grises

L'émissivité, absorptivité et réflectivité sont liées par $\varepsilon = \alpha = 1 - \rho$

➤ RADIOSITE

Le rayonnement qui quitte la surface S est la somme de son émission propre et de la réflexion d'une partie du rayonnement incident sur cette surface. On appelle radiosité, que l'on note J , l'émittance apparente de la surface S donc :

$$J = \varepsilon \cdot M_T^0 + (1 - \varepsilon) E \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (\text{I-57})$$

εM_T^0 : Flux propre, $\rho.E = (1 - \varepsilon).E$: Flux réfléchi, E : éclairement de la surface ($W.m^{-2}$).

➤ FLUX NET PERDU Φ^{net}

- FLUX EMIS EST : $S.\varepsilon.M_T^0 > 0$
- FLUX REÇU EST : $S.\varepsilon.E < 0$

Le flux net perdu est : $\Phi^{net} = S\varepsilon M_T^0 - S\varepsilon E$ (I-58)

$$\Phi^{net} = S\varepsilon(M_T^0 - E) = S\varepsilon(\sigma T^4 - E) \quad (I-59)$$

En introduisant la radiosité J par $E = \frac{1}{1 - \varepsilon}(J - \varepsilon\sigma T^4)$, il vient :

$$\Phi^{net} = S\varepsilon(\sigma T^4 - E) = \frac{ES}{1 - \varepsilon}(\sigma T^4 - J) = S(J - E) \quad (W) \quad (I-60)$$

➤ RAYONNEMENT RECIPROQUES DE PLUSIEURS SURFACES GRISES.

Considérons une surface S_i choisie parmi n surfaces qui délimitent un volume.

Sa radiosité est:

$$J_i = \varepsilon_i.\sigma.T_i^4 + (1 - \varepsilon_i).E_i \quad (I-61)$$

Le flux net perdu par S_i s'écrit :

$$\Phi_i^{net} = S_i\varepsilon_i\sigma T_i^4 - S_i\varepsilon_i E_i \quad (I-62)$$

En introduisant J_i , il vient :

$$\Phi_i^{net} = \frac{S_i\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i}(\sigma T_i^4 - J_i) = S_i\varepsilon_i(\sigma T_i^4 - E_i) = S_i(J_i - E_i) \quad (W) \quad (I-63)$$

- CALCUL DU FLUX :

Le flux reçu par S_i s'écrit :

$$\Phi_{\rightarrow i} = S_i.E_i = \sum_{k=1}^n \Phi_{k \rightarrow i} \quad (I-64) \quad \text{Or} \quad \Phi_{k \rightarrow i} = J_k S_k F_{ki} \quad (I-65)$$

$$\text{D'où } S_i E_i = \sum_{k=1}^n J_k S_k F_{ki} = \sum_{k=1}^n J_k S_i F_{ik} \quad (I-66)$$

$$\text{Or } J_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) \sum_{k=1}^n J_k F_{ik} \quad (I-67)$$

$$\text{Soit encore: } \sigma T_i^4 = \frac{J_i}{\varepsilon_i} - \frac{1}{\varepsilon_i} \sum_{k=1}^n (1 - \varepsilon_i) F_{ik} J_k \quad (\text{I-68})$$

En introduisant le symbole de Kronecker, nous pouvons écrire :

$$J_i = \sum_{k=1}^n \delta_{ik} J_k \quad (\text{I-69})$$

$$\text{D'où } \sum_{k=1}^n \frac{1}{\varepsilon_i} [\delta_{ik} - (1 - \varepsilon_i) F_{ik}] J_k = \sigma T_i^4 \quad (\text{I-70})$$

Cette relation est valable pour les surfaces S_i dont on connaît les températures.

Pour celles dont on connaît le flux net perdu:

$$\Phi_i^{net} = (J_i - E_i) S_i = S_i \left(J_i - \sum_{k=1}^n F_{ik} J_k \right) \quad (\text{W}) \quad (\text{I-71})$$

La densité de flux net perdu est donné par :

$$\varphi_i^{net} = \frac{\Phi_i^{net}}{S_i} = J_i - \sum_{k=1}^n F_{ik} J_k \quad (\text{I-72})$$

- METHODE DE RESOLUTION : **[8]**

Si l'on connaît p températures et $(n - p)$ densités de flux nets, on écrit p fois l'équation **(I-68)** et $(n - p)$ fois l'équation **(I-72)**. On obtient ainsi un système de n équations à n inconnues : $J_1, J_2, \dots, J_i; J_j, \dots, J_n$, dont la résolution permet de déterminer à l'aide de l'équation **(I-74)**

$$\varphi_i^{net} = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} (\sigma T_i^4 - J_i) \quad (\text{W.m}^{-2}) \quad (\text{I-73})$$

les $(n - p)$ températures des surfaces à flux net connus et les p flux net des surfaces à température donnée.

Chapitre II

ENERGIE SOLAIRE

ENERGIE SOLAIRE

II-1/ Aspects géométriques :

Le flux reçu par un plan incliné placé à la surface de la terre et orienté dans une direction fixée dépend des aspects géométriques du rayonnement solaire intercepté par la terre. La connaissance de ce flux est la base du dimensionnement de tout système solaire.

1-1/ Temps solaire

1-1-1/ Temps sidéral

Le temps sidéral est défini par rapport aux étoiles. Le jour sidéral correspond à la période de rotation de la terre sur elle-même. C'est le temps qui sépare deux passages consécutifs d'une étoile au méridien du lieu d'observation

1-1-2/ Temps solaire vrai **TSV**

Le temps solaire vrai est défini par rapport au soleil. Le jour solaire vrai est le temps qui s'écoule entre deux passages successifs du soleil au méridien d'observation. Les points situés sur le même méridien ont le même temps. L'origine de ce temps est prise lorsque le soleil est au zénith.

Le jour solaire ainsi défini est variable en raison de la variation de la vitesse de la terre sur sa trajectoire autour du soleil. D'où la nécessité de définir un temps constant.

1-1-3/ Temps solaire moyen **TSM**

Ce temps est défini par rapport à un soleil fictif autour duquel la terre se déplace à vitesse constante et qui passe chaque année, au même instant que le soleil réel au point vernal (intersection de l'écliptique et de l'équateur céleste). La journée solaire moyenne est donc constante (24 H). Son origine est midi comme tous les sidéraux.

1-1-4/ Temps universel **TU**

C'est le temps solaire moyen du méridien de Greenwich pris comme origine. La terre est alors divisée en 24 fuseaux de 15° de longitude chacun, numérotés en heure vers l'Est de 0 à 23 et correspond à des décalages d'une heure par rapport au méridien 0.

$$TSM = TU + \frac{L_0}{15} \quad (\text{II.1})$$

1-1-5/ Equation du temps **ET**

L'écart entre le TSV et TSM est appelé équation du temps. En effet, la variation de la vitesse de la terre sur sa trajectoire autour du soleil introduit un terme correctif appelé équation du temps noté [3]:

$$ET = 0,02 - \left(\begin{array}{l} 0,4197 \cos jw + 3,2265 \cos 2jw + 0,0903 \cos 3jw \\ + 7,3509 \sin jw + 9,39112 \sin 2jw + 0,3361 \sin 3jw \end{array} \right) \quad (\text{II.2})$$

Où ET est exprimé en minute, j est le numéro du jour compté à partir du 1^{er} janvier et $w = 2\pi / 365,25$

1-2/ Coordonnées du soleil

Le repérage du soleil s'effectue par l'intermédiaire de deux angles **figure II.1**

— La hauteur H : c'est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur un plan horizontal.

— L'azimut a : c'est l'angle que fait la direction de la projection du soleil sur le plan horizontal avec la direction sud. Cet angle est orienté positivement vers l'ouest et négativement vers l'est.

La hauteur et l'azimut sont fonctions de :

- La latitude L du lieu (à Dakar $L = 14,5^\circ$),
- La date j : c'est le numéro du jour compté à partir du premier janvier,
- L'heure solaire Ts dans la journée.

La latitude L et la date j servent à déterminer la trajectoire du soleil dans le ciel et l'heure Ts donne la position instantanée sur cette trajectoire ($T_s = 12h$ lorsque la hauteur du soleil est maximale, soleil au zénith).

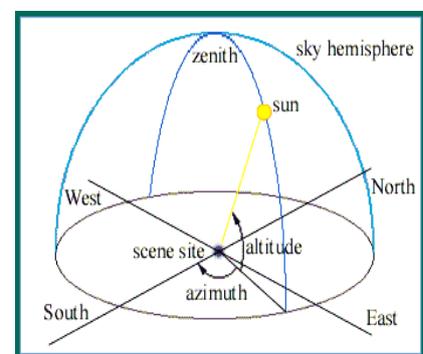


Figure II-1: Repérage de la position Soleil

On définit aussi l'angle horaire w par :

$$w = 15^\circ [TSV - 12] \quad (\text{II.3})$$

Par convention il est positif l'après-midi et négatif le matin.

La hauteur H du soleil peut alors se déduire de la relation :

$$\sin(H) = \sin(L)\sin(\delta) + \cos(L)\cos(\delta)\cos(w) \quad (\text{II.4})$$

Et l'azimut a par la relation :

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta)\sin(w)}{\cos(L)} \quad (\text{II.5})$$

δ est la déclinaison définit comme étant l'angle entre la direction du soleil et le plan équatorial. Elle varie au cours de l'année entre $-23^{\circ}27'$ au solstice d'hivers (21 décembre) et $+23^{\circ}27'$ au solstice d'été (21 juin). Elle est nulle aux équinoxes (21 mars et 21 septembre). On calcule δ en fonction de la date du jour par la relation :

$$\delta = 23,45 \sin[0,986(j + 284)] \quad (\text{II.6})$$

II-2/ Aspects énergétiques :

Toute étude ou application du rayonnement solaire nécessite la connaissance de trois données :

- L'énergie totale que le soleil envoie à la limite de l'atmosphère, sur une surface unité normale aux rayons solaires; cette quantité est appelée constante solaire,
- La répartition spectrale de cette énergie,
- L'absorption par l'atmosphère.

2-1/ Caractéristiques du rayonnement solaire

Le soleil rayonne autour de lui une énergie dont une partie sert à maintenir sa température estimée à 6000 K et le reste est rayonné dans l'espace.

Nous savons que la terre ne reçoit qu'une faible fraction du rayonnement émis par le soleil. Ce rayonnement émis parvient sous forme d'ondes électromagnétiques couvrant pratiquement le spectre de longueur d'onde de $0,25 \mu m$ à $4 \mu m$

- U.V : $0,25 < \lambda < 0,4 \mu m$
- Visible : $0,4 < \lambda < 0,8 \mu m$
- I.R : $\lambda > 0,8 \mu m$

Le rayonnement hors atmosphère correspond à celui d'un corps noir à la température de 6000 K. La densité de rayonnement solaire à la limite de l'atmosphère est appelée constante solaire et est estimée à : 14000 W /m² (AFEDES), 1353 W/m² (NASA), 1350 W/m² (AMO). Rappelons que cette constante varie de ±3,5% au cours de l'année suivant la distance Terre Soleil.

Approximativement la répartition spectrale du rayonnement solaire porte pour : UV (1à 3%) ; Visible (40 à 42%) ; I.R (50 à59%).

2-2/ Rayonnement solaire à la traversée de l'atmosphère

2-2-1/ Influence de l'atmosphère

Une partie de l'énergie solaire est dissipée par l'atmosphère par diffusion moléculaire, absorption gazeuse et par réflexion diffuse des aérosols (poussières, gouttelettes, ...). Plus le soleil est bas sur l'horizontal, plus le rayonnement est atténué par la couche d'air. La distance traversée par le rayonnement est caractérisée par le nombre d'air masse (m). Si on suppose que la terre est plate **figure II-2**, ce nombre est donné par la relation [7] :

$$m = [\sin(H)]^{-1} \quad (\text{II.7})$$

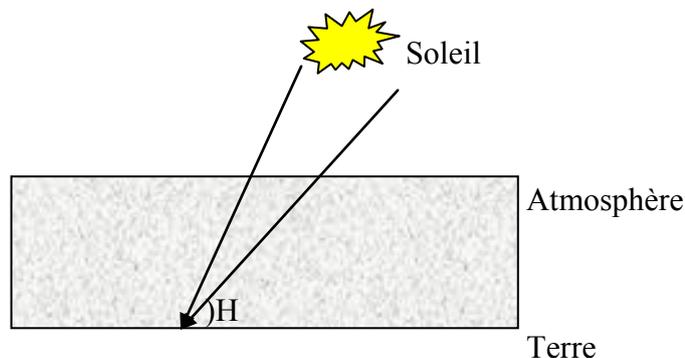


Figure II.2 : Influence de l'atmosphère

2-2-2/ Rayonnement de l'atmosphère

L'atmosphère émet vers la terre un rayonnement dans les grandes longueurs d'onde (>3µm). Ainsi le flux Φ rayonné par l'atmosphère peut être calculé par :

$$\Phi = \sigma T_{ciel}^4 = \sigma \varepsilon_a T_a^4 \quad (\text{II.8})$$

Où T_{ciel} et ε_a sont données par l'une des corrélations suivantes :

$$T_{ciel} = T_{amb} - 12 \quad (II.9)$$

$$\varepsilon_a = 1 - 0,261 \exp\left[-7,77 \cdot 10^{-4} (T_a - 273)^2\right] \quad (II.10) \quad \text{Ou} \quad \varepsilon_a = 0,787 + 0,764 \ln\left(\frac{T_{ra}}{273}\right) \quad (II.11)$$

2-3/ Rayonnement solaire reçu sur le sol

Comme nous l'avons évoqué précédemment, l'atmosphère ne transmet pas au sol la totalité du rayonnement solaire qu'elle reçoit. Ainsi une surface plane, disposée au sol reçoit un rayonnement direct et un rayonnement diffus.

On définit l'éclairement énergétique comme étant la puissance reçue par unité de surface, elle est notée par I^* ($W.m^{-2}$). L'énergie reçue est notée par I ($J.m^{-2}$).

2-3-1/ Le rayonnement direct

C'est celui qui traverse l'atmosphère sans subir de modifications, il est noté S^* .

Par définition S^* est la composante verticale du rayonnement :

$$S^* = I^* \sin(H) \quad (II.12)$$

Et I^* est donné par la relation tirée de [2]

$$I^* = \varphi_0 \exp(m_0 \xi) \quad (II.13)$$

φ_0 est le flux incident sur une surface normale aux rayons solaires à la limite de l'atmosphère et est défini par [2] :

$$\varphi_0 = C_0 \left(\frac{R_0}{R}\right)^2 \quad (II.14)$$

$\left(\frac{R_0}{R}\right)^2$ représente les effets du mouvement écliptique de la terre autour du soleil qui s'expriment sous la forme suivante :

$$\left(\frac{R_0}{R}\right)^2 = 1 + 0.034 \cos[0.986(j - 3)] \quad (II.15)$$

m_0 est le nombre de masse atmosphérique, dépend de la hauteur du soleil, de la latitude, de la pression atmosphérique et de pression à l'altitude z du site :

$$m_0 = \frac{1}{\sin H} (0.89)^z \cdot \frac{P}{P_0} \quad (\text{II.16})$$

La densité optique ξ est obtenue à partir du facteur de trouble de Linke T_l

$$\xi = K_r T_l \quad (\text{II.17})$$

$$T_l = 2.5 + 16\beta_A + 0.5 \ln w \quad (\text{II.18})$$

Avec K_r coefficient d'extinction

β_A Coefficient du trouble d'Angstrom

w Hauteur d'eau condensable

2-3-2/ Le rayonnement diffus

C'est la part du rayonnement solaire diffusé par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère. Il vient de toute croûte céleste et est noté D^*

Il est donné par les corrélations suivantes tirées de [2/3]:

Ciel pollué :

$$D^* = 164(\sin H)^{0.4} \quad (\text{II.19})$$

Ciel clair :

$$D^* = 125(\sin H)^{0.4} \quad (\text{II.20})$$

Ciel très clair :

$$D^* = 87(\sin H)^{0.4} \quad (\text{II.21})$$

Ciel laiteux

$$D^* = 187(\sin H)^{0.4} \quad (\text{II.22})$$

2.3.3/ Le rayonnement global

C'est la somme du rayonnement direct et diffus, il est noté G^*

$$G^* = I^* \sin(H) + D^* \quad (\text{II.23})$$

H est l'angle que fait le rayon et le plan horizontal.

2-3-4/ Notion d'albédo

Le rayonnement solaire arrivant au sol n'est pas totalement absorbé. L'albédo a est la fraction de l'énergie incidente qui est diffusée par un corps.

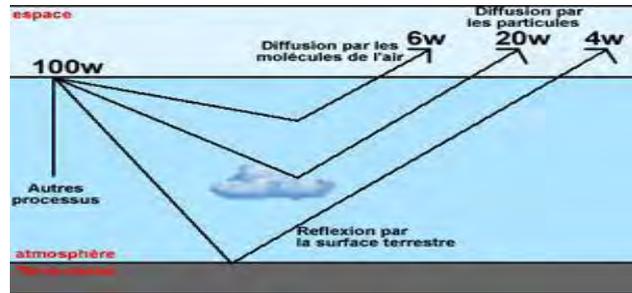


Figure II-3 : Répartition de l'albédo planétaire pour une puissance solaire incidente de 100 Watts

| Matériau | Albédo a |
|------------|-------------|
| Corps noir | 0 |
| Sol | 0,15 à 0,25 |
| mer | 0,5 |
| Neige | 0,85 |

Tableau : Quelques valeurs de l'albédo a

2-4/ Bilan énergétique

Précédemment, nous avons présenté séparément les différents phénomènes qui ont lieu lors de la traversée du rayonnement. Cependant tout cela se combine au cours du temps.

2-5/ Estimation du rayonnement reçu par une surface

L'irradiation reçue par une surface est la somme l'irradiation directe et de l'irradiation diffuse.

Soit une surface caractérisée par son inclinaison i par rapport à l'horizontal et son orientation γ par rapport à la direction Nord-Sud. L'irradiation globale qu'elle reçoit est donnée par la formule classique :

$$G^*(i, \gamma) = S^*(i, \gamma) + D^*(i, \gamma) \quad (\text{II.24})$$

2-5-1/ Eclairage direct $S^*(i, \gamma)$

Comme nous l'avons évoqué précédemment, le rayonnement direct au sol sur une surface horizontale est :

$$S^* = I^* \sin(H) \quad (\text{II.25})$$

On convient que [8] :

$$I_{\text{moyen}}^* = 1230 \exp\left[-\frac{1}{3,8 \sin(H + 1,6)}\right] \quad (\text{II.26})$$

Où H en $^\circ$

Soit une surface inclinée d'angle i par rapport à l'horizontale

La composante normale de l'éclairement $S^*(i, \gamma)$ est donnée par :

$$S^*(i, \gamma) = I^*(i, \gamma) [\cos(H) \sin(i) \cos(a - \gamma) + \sin(H) \cos(i)] \quad (\text{II.27})$$

Avec I^* : rayonnement direct incident

H : La hauteur

i : L'inclinaison

γ : Orientation par rapport au Sud

Cas particuliers :

- Plan horizontal : $i = 0; S^* = I^* \sin H$ (II.28)

- Plan vertical orienté sud : $i = 90; \gamma = 0$

$$S^*(90, \text{sud}) = I^* \cos H \cos a \quad (\text{II.29})$$

2-5-2/ Eclairement diffus $D^*(i, \gamma)$

On calcule le diffus $D^*(i)$ pour une surface d'inclinaison i sous l'hypothèse d'un ciel clair assimilable à un plan horizontal indéfini

Le diffus $D^*(i)$ provient

— du rayonnement diffusé par le ciel et l'atmosphère : $D_1^*(i) = \frac{D_H^*}{2} (1 + \cos i)$ (II.30)

— et du rayonnement diffusé par le sol : $D_2^* = \frac{aG_H^*}{2} (1 - \cos i)$ (II.31)

Avec a : Albédo

G_H^* : global reçu par une surface horizontale

D_H^* : diffus reçu par la même surface

Finalement :

$$D^*(i) = \frac{D_H^*}{2} (1 + \cos i) + \frac{aG_H^*}{2} (1 - \cos i) \quad (\text{II.32})$$

Pour un plan vertical : $D_V^* = \frac{D_H^*}{2} + \frac{aG_H^*}{2}$ (II.33)

2-6/ Température extérieure

La température extérieure intervient dans les calculs énergétiques. On peut toujours utiliser les données météorologiques du lieu.

Lorsque les mesures ne sont pas disponibles, il est possible d'approcher la température extérieure par la relation [3] :

$$T_{ext} = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} + \left(\frac{T_{max} - T_{min}}{2} \right) \sin \omega \quad (II.34)$$

2-7/ Mesure du rayonnement solaire

Pour la mesure du rayonnement solaire on dispose des instruments suivants :

- Albédo mètre :

L'albédo mètre permet d'évaluer l'albédo par la mesure du rayonnement global (pyranomètre supérieur) et du rayonnement diffus D_2 reçu par réflexion du rayonnement global sur le sol (pyranomètre inférieur). On a $D_2 = a.G$

- Héliographe :

L'Héliographe permet de mesurer la durée d'ensoleillement. Les valeurs relevées sont exprimées en heures et dixième d'heure.

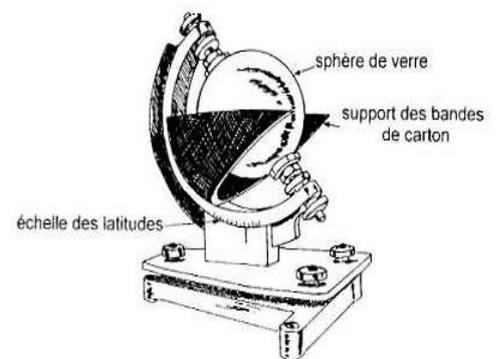


Figure II-4 : Héliographe

- Pyranomètre :

Il sert à mesurer le rayonnement global parvenant à une surface placée à partir d'un angle solide 2π . La thermopile réagit à toute élévation de température. Elle prend donc en compte tous les spectres.

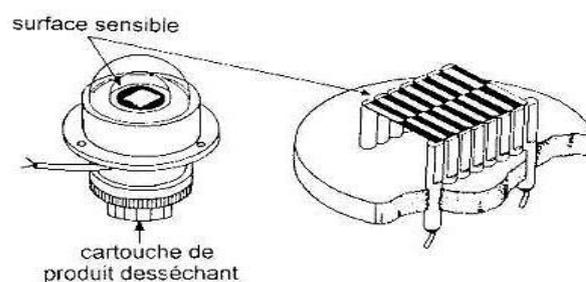


Figure II-5 : Schéma d'une thermopile et du Pyranomètre Kipp and Zonen

- Pyrhéliomètre :

Il permet de mesurer le rayonnement solaire direct. Il est orienté de sorte à placer le capteur perpendiculairement aux rayons. L'éclairement est sommé au cours du temps par un intégrateur qui fournit les valeurs de l'énergie du rayonnement solaire direct.

- Diffusomètre :

Il mesure uniquement l'énergie diffuse.

Chapitre III

CARACTERISATION THEORIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE PLAN

CARACTERISATION THEORIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE PLAN

III-1/ Le modèle

Le capteur étudié est une enceinte parallélépipédique de longueur L et largeur l et de hauteur H . Il comporte un double vitrage transparent et est pourvu à l'arrière et sur les côtés d'un isolant. La surface utile de l'absorbeur est $S=L.l$

Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné par la **figure III-1**

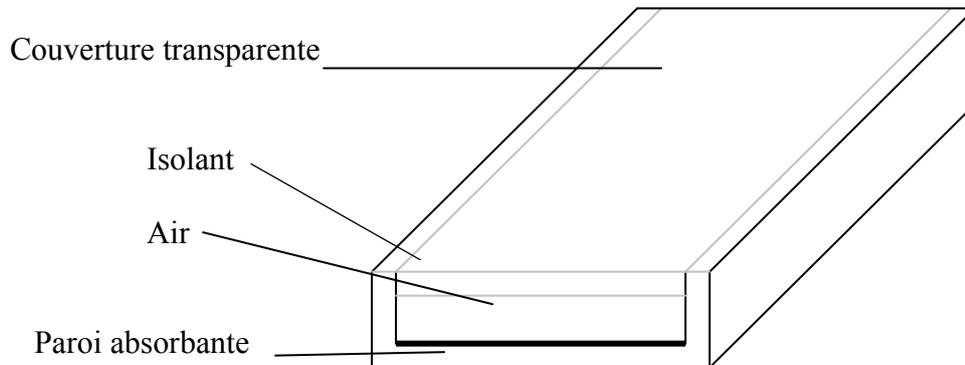


Figure III-1 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan

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

La paroi absorbante peinte en noire s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident transmis par la couverture. L'air confiné entre l'absorbeur et la couverture récupère une partie de cette énergie absorbée par convection et subit une élévation de température. La couverture, en verre, transparente est utilisée pour principalement deux raisons :

- d'abord elle constitue l'isolation : en l'absence de la vitre, les pertes thermiques par convection et rayonnement de l'absorbeur sont importantes. Le rôle de la vitre est donc de limiter ces pertes.

L'espace optimal qu'il faut laisser entre la vitre et l'absorbeur est de 28 mm (en pratique entre 25 et 40mm) [9].

- La deuxième raison c'est de réaliser l'effet de serre : la vitre est transparente au rayonnement solaire et opaque au rayonnement émis par l'absorbeur. Ce rayonnement est absorbé par la vitre interne qui s'échauffe par conséquent et rayonne à son tour par toute sa surface (autant sur ses deux faces). Finalement la paroi absorbante recevra le rayonnement solaire incident augmenté d'une partie du rayonnement de la vitre interne.

III-2/ Etude du champ thermique dans le capteur

III-2-1/ Généralités

Dans le modèle adopté interviennent trois sortes d'échanges :

- Echange par rayonnement régi par la loi de **Stéfan-Boltzmann**

$$\varphi_r = \sigma T^4 \quad (\text{III-1})$$

σ : Constante de Stéfan-Boltzmann ($= 5,67.10^{-8}$)

φ_r : Quantité d'énergie rayonnée (en $\frac{W}{m^2}$)

- L'échange par conduction régi par la loi de Fourier

$$\varphi_c = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{III-2})$$

φ_c : densité de flux de chaleur ($\frac{W}{m^2}$)

- L'échange par convection naturelle entre une surface et un fluide

$$\varphi_{cv} = h_c \cdot \Delta T \quad \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (\text{III-3})$$

Dans cette relation proposée par Isaac Newton h_c est le coefficient d'échange de chaleur par convection et s'exprime $W.m^{-2}.K^{-1}$ tandis que ΔT est l'écart de température entre le fluide loin de la surface et la surface elle-même. La détermination de coefficient est très importante et délicate.

III-2-2/ Bilans Energétiques

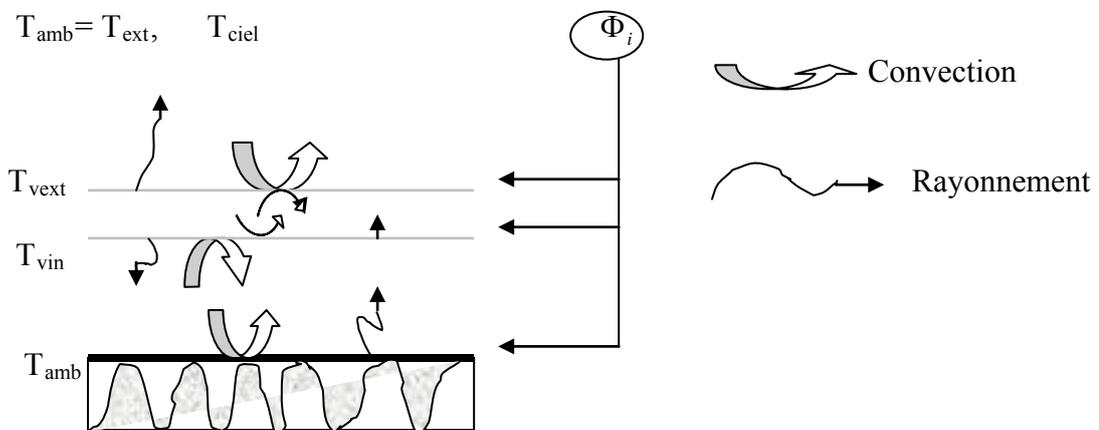


Figure III-2 : Echanges thermiques dans une section du capteur

2-2-1/ Bilan énergétique de la vitre externe

La vitre externe est soumise à l'effet du vent et à la convection naturelle due à la lame d'air entre elle et la vitre interne. Elle absorbe une partie du rayonnement solaire incident et rayonne vers le ciel.

La variation d'énergie interne est égale à la somme des quantités de chaleur échangées

$$\Delta U = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5 \quad (\text{III-4})$$

Avec

Φ_1 : Puissance solaire absorbée par la vitre externe

Φ_2 : Puissance rayonnée par la vitre externe vers le ciel

Φ_3 : Puissance thermique échangée par convection entre la vitre externe et l'extérieur

Φ_4 : Puissance thermique échangée par convection entre les deux couvertures

Φ_5 : Puissance échange par rayonnement entre les deux vitres

$$\Delta U = m_{vex} \cdot C_{pvex} \cdot \frac{\partial T_{vex}}{\partial t} \quad (\text{III-5})$$

$$\Phi_1 = \alpha_{vex} \cdot S \cdot \Phi_i \quad (\text{III-6})$$

$$\Phi_2 = \sigma \cdot S (\varepsilon_{ciel} T_{ciel}^4 - \varepsilon_{vex} T_{vex}^4) \quad (\text{III-7})$$

Si $T_{vex} - T_{ciel} \leq 100K$, on peut alors linéariser Φ_2 en fonction de $T_{vex} - T_{ciel}$

De ce fait Φ_2 devient :

$$\Phi_2 = h_{rext} \cdot S (T_{ciel} - T_{vex}) \quad (\text{III-8})$$

Avec $h_r = 4 \cdot \varepsilon_{vex} \cdot \sigma T_{ciel}^3$ est le coefficient d'échange par rayonnement [4/5]

La température du ciel peut être évaluée à partir de la température ambiante [4/10]

$$T_{ciel} = \varepsilon_{ciel}^{0,25} \cdot T_{amb} \quad (\text{III-9})$$

ε_{ciel} représente l'émissivité du ciel donnée par **Clark et Allen**

Une autre relation de la température du ciel en fonction de celle ambiante est donnée par [1]

$$T_{ciel} = \sqrt[4]{\left[1 - 0,261 \cdot \exp\left(-7,77 \cdot 10^{-4} \cdot (T_{amb} - 273)^2\right)\right]} T_{amb} \quad (\text{III-10})$$

Une autre relation est tirée de

$$T_{ciel} = T_{amb} - 12 \quad (\text{III-11})$$

$$\Phi_3 = h_{cext} \cdot S(T_{amb} - T_{vex}) \quad (III-12)$$

Le vent refroidit la vitre externe par convection. Le coefficient d'échange dû au vent est formulé différemment suivant les auteurs ; nous citons la corrélation de **Woertz et Hottel [1]**

$$h_{cext} = 5,67 + 3,86.V_v \quad (III-13)$$

Celle de Mac Adams [4] :

$$h_{cext} = 5,62 + 3,9.V_v \quad \text{si } V_v < 5 \text{ m/s} \quad (III-14)$$

$$h_{cext} = 7,2.V_v^{0,78} \quad \text{si } 5 < V_v < 30 \text{ m/s} \quad (III-15)$$

$$\Phi_4 = h_{cn1} \cdot S(T_{vin} - T_{vex}) \quad (III-16)$$

Le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air intérieur entre les deux couvertures est déterminé à partir du nombre de **Nusselt**.

$$h_{cn1} = \frac{k_{f1} N_u}{e_{f1}} \quad (III-17)$$

L'étude de la convection dans les volumes limités a été faite par **Mac Adams**. Dans ce cas le nombre de **Nusselt** s'exprime en fonction du nombre de **Rayleigh**. On considère que le coefficient de convection entre les deux couvertures est la même que celui utilisé entre deux capteurs plans parallèles. Pour une surface verticale de dimension caractéristique L et d'épaisseur de la lame d'air e entre les deux surfaces, le nombre de **Nusselt** s'écrit [6]

$$N_u = \frac{C}{(L/e)^{1/9}} (G_r \cdot P_r)^n \quad (III-18)$$

Les valeurs de C et n sont données suivant les cas par :

$$\diamond G_r < 2.10^3 \Rightarrow \frac{h_c \cdot e}{k} = 1 \quad : \text{prédominance de la conduction} \quad (III-19)$$

$$\diamond 2,1.10^3 < G_r < 2.10^4 \quad \text{on a : } C = 0,2 \quad \text{et } n = 0,25 \quad (III-20)$$

$$\diamond 2,1.10^5 < G_r < 1,1.10^7 \quad \text{on a : } C = 0,07 \quad \text{et } n = 0,33 \quad (III-21)$$

$$\diamond 2.10^4 < G_r < 2,1.10^5 \quad : \text{une interpolation est nécessaire} \quad (III-22)$$

$$\Phi_5 = h_{r,vinvex} \cdot S(T_{vin} - T_{vex}) \quad (III-23)$$

Avec : $h_{r,vin-vex} = \sigma.(T_{vin}^2 + T_{vex}^2)(T_{vin} + T_{vex})$ coefficient d'échange par rayonnement entre les deux vitres.

L'équation générale de la conservation de l'énergie au niveau de la couverture externe s'écrit finalement :

$$m_{vex}.Cp_{vex} \cdot \frac{\partial T_{vex}}{\partial t} = \alpha_{vex} \cdot S \cdot \Phi_i + h_{r,ext} \cdot S(T_{ciel} - T_{vex}) + h_{r,vin-vex} \cdot S(T_{vin} - T_{vex}) + h_{cext} \cdot S(T_{amb} - T_{vex}) + h_{cni} \cdot S(T_{vin} - T_{vex}) \quad (III-24)$$

2-2-2/ Bilan énergétique sur la vitre interne

La vitre interne absorbe une partie du rayonnement solaire transmis par la vitre externe. Elle échange de l'énergie par rayonnement à la fois avec la vitre externe et l'absorbeur. Elle échange également de la chaleur par convection naturelle à la fois avec l'air confiné entre elle et la vitre externe et l'air statique au dessus de l'absorbeur.

L'équation résultante du bilan énergétique est :

$$\Delta U_{vi} = \Phi_6 + \Phi_7 + \Phi_8 + \Phi_9 + \Phi_{10} \quad (III-25)$$

ΔU_{vi} : Puissance thermique moyenne contribuant à l'échauffement de la vitre interne

Φ_6 : Puissance absorbée par la vitre interne

Φ_7 : Flux de rayonnement entre la vitre interne et l'absorbeur

Φ_8 : Flux de rayonnement entre la vitre interne et la vitre externe

Φ_9 : Puissance due à l'échange convectif entre la vitre interne et la lame d'air statique au dessus de l'absorbeur

Φ_{10} : Puissance due à l'échange convectif entre la vitre interne et l'air entre les couvertures.

$$\Delta U_{vin} = m_{vin} \cdot Cp_{vin} \cdot \frac{\partial T_{vin}}{\partial t} \quad (III-26)$$

$$\Phi_6 = \tau_{vin} \cdot \alpha_{vin} \cdot S \cdot \Phi_i \quad (III-27)$$

$$\Phi_7 = h_{r,ab-vin} \cdot S(T_{ab} - T_{vin}) \quad (III-28)$$

Le coefficient d'échange par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre interne $h_{r,ab-vin}$ selon

C.COMBES [2] est de la forme :

$$h_{r,ab-vin} = \frac{\sigma(T_{ab} + T_{vin})(T_{ab}^2 + T_{vin}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\varepsilon_{vin}} - 1} \quad (\text{III-29})$$

$$\Phi_8 = h_{r,vin-vex} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) \quad (\text{III-30})$$

$$\Phi_9 = h_{cn2} \cdot S(T_{ab} - T_{vin}) \quad (\text{III-31})$$

Avec h_{cn2} le coefficient d'échange convectif entre la vitre interne et l'absorbeur:

$$h_{cn2} = \frac{k_{f2} \cdot N_u}{e_{f2}} \quad (\text{III-32})$$

$$\Phi_{10} = h_{cn1} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) \quad (\text{III-33})$$

Finalement le bilan général donne :

$$m_{vin} C_{p,vin} \frac{\partial T_{vin}}{\partial t} = \tau_v \cdot \alpha_{vin} \cdot S \cdot \Phi_i + h_{r,ab-vin} \cdot S(T_{ab} - T_{vin}) + h_{r,vin-vex} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) + h_{cn1} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) + h_{cn2} \cdot S(T_{ab} - T_{vin}) \quad (\text{III-34})$$

2-2-3/ Bilan énergétique de l'absorbeur

Le rayonnement solaire transmis par la double couverture est absorbé par l'absorbeur. Il rayonne vers la vitre interne et échange par convection naturelle avec la lame d'air statique.

$$\Delta U_{ab} = \Phi_{11} + \Phi_{12} + \Phi_{13} \quad (\text{III-35})$$

ΔU_{ab} : Puissance thermique moyenne contribuant à échauffer l'absorbeur

Φ_{11} : Puissance absorbée par l'absorbeur

Φ_{13} : Flux de rayonnement entre l'absorbeur et la vitre interne

Φ_{12} : Flux dû à l'échange convectif entre l'absorbeur et la lame d'air statique.

$$\Delta U_{ab} = m_{ab} \cdot C_{p,ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} \quad (\text{III-36})$$

$$\Phi_{11} = \tau_v^2 \cdot \alpha_{ab} \cdot S\Phi_i \quad (\text{III-37})$$

$$\Phi_{12} = h_{r,ab-vin} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) \quad (\text{III-38})$$

$$\Phi_{13} = h_{cn2} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) \quad (\text{III-39})$$

Finalement le bilan énergétique donne :

$$m_{ab} \cdot Cp_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = \tau_v^2 \cdot \alpha_{ab} \cdot S\Phi_i + h_{r,ab-vi} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) + h_{cn2} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) \quad (\text{III-40})$$

Finalement le bilan global pour tout le capteur est donné par le système **(III-41)** de trois équations **(III-24)**, **(III-34)** et **(III-40)**.

$$m_{vin} \cdot Cp_{vin} \frac{\partial T_{vin}}{\partial t} = \tau_v \cdot \alpha_{vin} \cdot S\Phi_i + h_{r,ab-vin} \cdot S(T_{ab} - T_{vin}) + h_{r,vin-vex} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) + h_{cn1} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) + h_{cn2} \cdot S(T_{ab} - T_{vin})$$

$$m_{vex} \cdot Cp_{vex} \frac{\partial T_{vex}}{\partial t} = \alpha_{vex} \cdot S\Phi_i + h_{r,ext} \cdot S(T_{ciel} - T_{vex}) + h_{r,vin-vex} \cdot S(T_{vin} - T_{vex}) + h_{c,ext} \cdot S(T_{amb} - T_{vex}) + h_{cn1} \cdot S(T_{vin} - T_{vex})$$

$$m_{ab} \cdot Cp_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = \tau_v^2 \cdot \alpha_{ab} \cdot S\Phi_i + h_{r,ab-vi} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) + h_{cn2} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) \quad (\text{III-41})$$

III-3/ Résolution du problème par la méthode de discrétisations

La méthode de discrétisation consiste à écrire $\frac{\partial T}{\partial t}$ sous la forme $\frac{T^{n+1} - T^n}{\Delta t}$.

L'équation **(III-24)** devient :

$$\rho_{vex} e_{vex} \cdot S \cdot Cp_{vex} \frac{T_{vex}^{n+1} - T_{vex}^n}{\Delta t} = \alpha_{vex} \cdot S\Phi_i + h_{r,ext} \cdot S(T_{ciel} - T_{vex}^n) + h_{c,ext} \cdot S(T_{amb} - T_{vex}^n) + h_{r,vin,vex} \cdot S(T_{vin}^n - T_{vex}^n) + h_{cn1} \cdot S(T_{vin}^n - T_{vex}^n) \quad (\text{III-42})$$

D'où

$$T_{vex}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{vex} e_{vex} Cp_{vex}} (hr_{vin,vex}^n + hr_{ext} + hc_{ext} + hcn_1^n) \right] T_{vex}^n + \frac{\Delta t}{\rho_{vex} e_{vex} Cp_{vex}} (hr_{vin,vex}^n + hcn_1^n) T_{vin}^n + \frac{\Delta t}{\rho_{vex} e_{vex} Cp_{vex}} (\alpha_{vex} \Phi_i^n + hr_{ext} T_{ciel} + hcn_1 T_{amb}) \quad (III-43)$$

De la même manière en discrétisant les équations (III-34) et (III-40) on obtient les équations (III-44) et (III-45).

$$T_{vin}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{vin} e_{vin} Cp_{in}} (hr_{ab,vin}^n + hr_{vin,vex}^n + hcn_1^n + hcn_2^n) \right] T_{vin}^n + \frac{\Delta t}{\rho_{vin} e_{vin} Cp_{vin}} (hr_{ab,vin}^n + hcn_2^n) T_{ab}^n + \frac{\Delta t}{\rho_{vin} e_{vin} Cp_{vin}} (hr_{vin,vex}^n + hcn_1^n) T_{vex}^n + \frac{\Delta t \tau_v \alpha_{vin}}{\rho_{vin} e_{vin} Cp_{vin}} \Phi_i^n \quad (III-44)$$

$$T_{ab}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} (hr_{ab,vin}^n + hcn_2^n) \right] T_{ab}^n + \frac{\Delta t}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} (hr_{ab,vin}^n + hcn_2^n) T_{vin}^n + \frac{\Delta t \tau_v^2 \alpha_{ab}}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} \Phi_i^n \quad (III-45)$$

Chapitre IV

APPLICATION AU CAISSON

APPLICATION AU CAISSON

IV-1/ DESCRIPTION ET ETUDE DES SYSTEMES

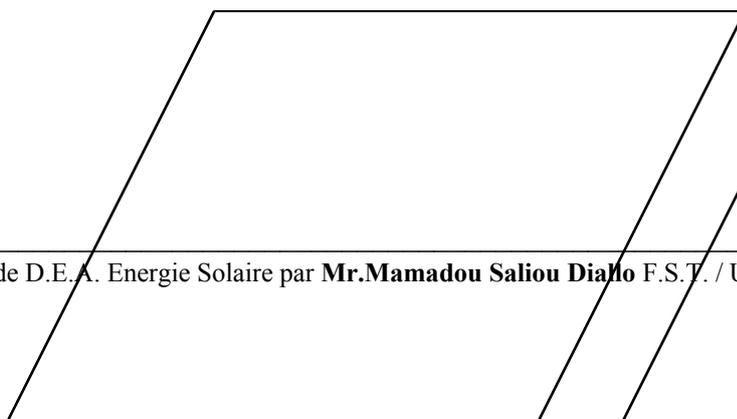
Le capteur est composé de quatre sou- ensembles suivants :

- Le coffre,
- Le bac intérieur,
- Le couvercle du coffre,
- L'isolation.

1-1/ Le coffre

Réalisé avec du bois contreplaqué d'épaisseur 1,9 cm, le coffre a la forme d'un parallélépipède droit **figureIV-1**.

EST



NORD

90

SUD

35

90
OUEST

FigureIV-1 : Schéma du caisson

1-2/ Le bac intérieur

Réalisé avec du bois contreplaqué d'épaisseur 1,5cm, le bac intérieur a la forme d'une pyramide tronquée et renversée **figure VI-2**. Les faces latérales sont recouvertes d'un mince film d'aluminium permettant de réfléchir les rayons solaires incidents transmis par la couverture vers une tôle peinte en noir mât reposant au fond du bac.

1-3/ Le couvercle

Il est composé d'une paroi externe en plexiglas de 0,3 cm d'épaisseur et d'une paroi interne en verre clair de 0,4 cm d'épaisseur, espacé de 1,5 cm. Cette disposition permet au système de résister aux chocs externes ainsi qu'aux températures internes relativement élevées, produites encours de fonctionnement.

Le double vitrage permet de limiter les pertes par convection.

1-4/ L'isolation

L'isolation est réalisée dans l'espace compris entre le bac intérieur et le coffre. Cet espace occupe un volume de $0,16 \text{ m}^3$.

L'isolant est en laine de verre.

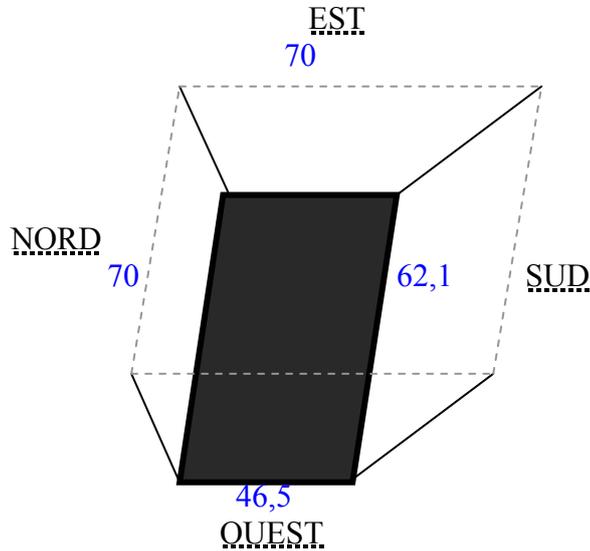


Figure IV-2 : Le bac intérieur

IV-2 / ETUDE DU CHAMP THERMIQUE DANS LE CAISSON

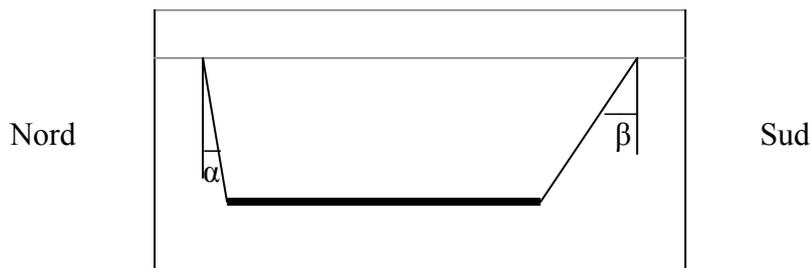
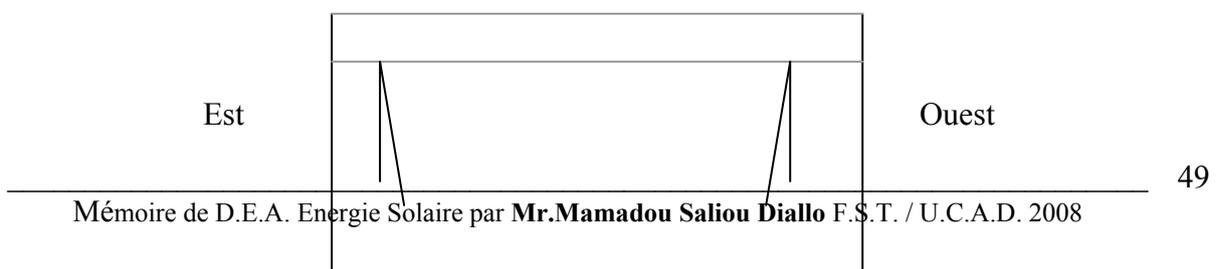


Figure IV-3.a : Coupe transversale Nord-Sud



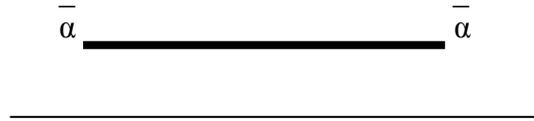


Figure IV-3.b : Coupe transversale Est-Ouest

2-1 / Bilan thermique de la couverture externe

La couverture externe est soumise à l'effet du vent, elle s'échauffe en absorbant le flux solaire incident et le flux solaire réfléchi par les parois latérales. Elle échange par rayonnement à la fois avec le ciel et la couverture interne et par convection avec l'air entre les deux couvertures.

L'équation globale du bilan s'écrit :

$$\frac{\partial T_{cext}}{\partial t} = \frac{\alpha_{cext} \Phi_i}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} + \frac{hr_{ext}(T_{ciel} - T_{cext})}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} + \frac{hcn_{ext}(T_{amb} - T_{cext})}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} + \frac{hcn_1(T_{cint} - T_{cext})}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} + \frac{hr_{cint-cext}(T_{cint} - T_{cext})}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} \quad (IV-1)$$

2-2 / Bilan thermique de la couverture interne

La couverture interne absorbe le flux solaire incident transmis par la couverture externe et le flux solaire réfléchi par les parois latérales. Elle échange par rayonnement à la fois avec la couverture externe et l'absorbeur et par convection naturelle avec l'air entre elle et la couverture externe et l'air confiné dans le caisson.

L'équation globale du bilan s'écrit :

$$\frac{\partial T_{cint}}{\partial t} = \frac{\tau_{cext} \alpha_{cint} \Phi_i}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} + \frac{4R_{al} \tau_{cint} \tau_{cext} \alpha_{cint}}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} + \frac{hr_{ab-cint}}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} (T_{ab} - T_{cint}) + \frac{hcn_2}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} (T_{ab} - T_{cint}) + \frac{hr_{cext-cint}}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} (T_{cext} - T_{cint}) + \frac{hcn_1}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} (T_{cext} - T_{cint}) \quad (IV-4)$$

2-3/ Bilan thermique de l'absorbeur

L'absorbeur absorbe à la fois le flux solaire incident transmis par la double couverture et celui réfléchi par les parois latérales. Il échange par rayonnement avec la couverture interne et par convection naturelle avec la lame d'air statique.

L'équation globale du bilan s'écrit :

$$\frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = \frac{\tau_{cext} \tau_{cint} \alpha_{cint} \Phi_i}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} + \frac{4R_{al} \tau_{cext} \tau_{cint} \Phi_i}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} + \frac{hr_{ab-cint}}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} (T_{cint} - T_{ab}) + \frac{hcn_1}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} (T_{cint} - T_{ab}) \quad (IV-5)$$

IV-3/ RESOLUTION DU PROBLEME PAR LA METHODE DE DISCRETISATION

Comme indiqué dans le chapitre III la discrétisation consiste à remplacer $\frac{\partial T}{\partial t}$ par $\frac{T^{n+1} - T^n}{\Delta t}$ pour obtenir une équation linéaire.

Ainsi l'équation IV-1 devient après discrétisation :

$$\frac{T_{cext}^{n+1} - T_{cext}^n}{\Delta t} = \frac{hr_{cin-cext}^n + hcn_1^n}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} (T_{cint}^n - T_{cext}^n) + \frac{hr_{ext} (T_{ciel} - T_{cext}^n)}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} + \frac{hcn_{ext} (T_{amb} - T_{cext}^n)}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} + \frac{\alpha_{cext}}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} \Phi_i^n \quad (IV-6)$$

En réduisant l'équation IV-6 on obtient l'équation :

$$T_{cext}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} (hcn_{\&}^n + hcn_{ext}^n + hr_{cin-cext}^n + hr_{ext}^n) \right] T_{cext}^n + \frac{\Delta t (hr_{cin-cext}^n + hcn_1^n)}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} T_{cint}^n + \frac{\Delta t}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} [\alpha_{cext} \Phi_i^n + hcn_{ext} T_{amb} + hr_{ext} T_{ciel}] \quad (IV-7)$$

En discrétisant et réduisant l'équation IV-4 on obtient l'équation IV-8 :

$$T_{cint}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} (hr_{ab-cint}^n + hr_{cint-cext}^n + hcn_2^n + hcn_1^n) \right] T_{cint}^n + \frac{\Delta t (hr_{ab-cint}^n + hcn_2^n)}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} T_{ab}^n + \frac{\Delta t (hr_{cin-cext}^n + hcn_1^n)}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} T_{cext}^n + \frac{\Delta t \tau_{cext} \alpha_{cint}}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} [1 + 4R_{al} \tau_{cint}] \Phi_i^n \quad (IV-8)$$

L'équation IV-5 devient après discrétisation et réduction :

$$T_{ab}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} (hr_{ab-c\text{int}}^n + hcn_2^n) \right] T_{ab}^n + \frac{\Delta t (hr_{ab-c\text{int}}^n + hcn_2^n)}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} T_{c\text{int}}^n$$

$$+ \frac{\Delta t \tau_{c\text{ext}} \tau_{c\text{int}} \alpha_{ab}}{\rho_{qb} e_{an} Cp_{ab}} [1 + 4R_{al}] \Phi_i^n$$

(IV-9)

Finalement on obtient le système suivant :

$$T_{c\text{ext}}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{c\text{ext}} e_{c\text{ext}} Cp_{c\text{ext}}} (hcn_{\&}^n + hcn_{\text{ext}}^n + hr_{c\text{int}-c\text{ext}}^n + hr_{\text{ext}}^n) \right] T_{c\text{ext}}^n + \frac{\Delta t (hr_{c\text{int}-c\text{ext}}^n + hcn_1^n)}{\rho_{c\text{ext}} e_{c\text{ext}} Cp_{c\text{ext}}} T_{c\text{int}}^n$$

$$- \frac{\Delta t}{\rho_{c\text{ext}} e_{c\text{ext}} Cp_{c\text{ext}}} [\alpha_{c\text{ext}} \Phi_i^n + hcn_{\text{ext}} T_{\text{amb}} + hr_{\text{ext}} T_{\text{ciel}}]$$

$$T_{c\text{int}}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{c\text{int}} e_{c\text{int}} Cp_{c\text{int}}} (hr_{ab-c\text{int}}^n + hr_{c\text{int}-c\text{ext}}^n + hcn_2^n + hcn_1^n) \right] T_{c\text{int}}^n + \frac{\Delta t (hr_{ab-c\text{int}}^n + hcn_2^n)}{\rho_{c\text{int}} e_{c\text{int}} Cp_{c\text{int}}} T_{ab}^n$$

$$+ \frac{\Delta t (hr_{c\text{int}-c\text{ext}}^n + hcn_1^n)}{\rho_{c\text{int}} e_{c\text{int}} Cp_{c\text{int}}} T_{c\text{ext}}^n + \frac{\Delta t \tau_{c\text{ext}} \alpha_{c\text{int}}}{\rho_{c\text{int}} e_{c\text{int}} Cp_{c\text{int}}} [1 + 4R_{al} \tau_{c\text{int}}] \Phi_i^n$$

$$T_{ab}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} (hr_{ab-c\text{int}}^n + hcn_2^n) \right] T_{ab}^n + \frac{\Delta t (hr_{ab-c\text{int}}^n + hcn_2^n)}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} T_{c\text{int}}^n$$

$$+ \frac{\Delta t \tau_{c\text{ext}} \tau_{c\text{int}} \alpha_{ab}}{\rho_{qb} e_{an} Cp_{ab}} [1 + 4R_{al}] \Phi_i^n$$

(IV-10)

Sous forme matricielle on obtient :

$$\begin{bmatrix} T_{c\text{ext}} \\ T_{c\text{int}} \\ T_{ab} \end{bmatrix}^{n+1} = \begin{bmatrix} 1 - \frac{\Delta t (hr_{\text{ext}} + hr_{c\text{int}-c\text{ext}} + hcn_{\text{ext}} + hcn_1)}{\rho_{c\text{ext}} e_{c\text{ext}} Cp_{c\text{ext}}}, \frac{\Delta t (hr_{c\text{int}-c\text{int}} + hcn_1)}{\rho_{c\text{ext}} e_{c\text{ext}} Cp_{c\text{ext}}}, 0 \\ \frac{\Delta t (hr_{c\text{int}-c\text{ext}} + hcn_1)}{\rho_{c\text{int}} e_{c\text{int}} Cp_{c\text{int}}}, 1 - \frac{\Delta t (hr_{ab-c\text{int}} + hr_{c\text{int}-c\text{ext}} + hcn_1 + hcn_2)}{\rho_{c\text{int}} e_{c\text{int}} Cp_{c\text{int}}}, \frac{\Delta t (hr_{ab-c\text{int}} + hcn_2)}{\rho_{c\text{int}} e_{c\text{int}} Cp_{c\text{int}}} \\ 0, \frac{\Delta t (hr_{ab-c\text{int}} + hcn_2)}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}}, 1 - \frac{\Delta t (hr_{ab-c\text{int}} + hcn_2)}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T_{c\text{ext}} \\ T_{c\text{int}} \\ T_{ab} \end{bmatrix}^n$$

$$+ \begin{bmatrix} \frac{\Delta t}{\rho_{c\text{ext}} e_{c\text{ext}} Cp_{c\text{ext}}} [\alpha_{c\text{ext}} \cdot \Phi_i + hr_{\text{ext}} T_{\text{ciel}} + hcn_{\text{ext}} T_{\text{amb}}] \\ \frac{\Delta t \tau_{c\text{ext}} \alpha_{c\text{int}}}{\rho_{c\text{int}} e_{c\text{int}} Cp_{c\text{int}}} [1 + 4R_{al} \tau_{c\text{int}}] \Phi_i \\ \frac{\Delta t \tau_{c\text{ext}} \tau_{c\text{int}} \alpha_{ab}}{\rho_{qb} e_{an} Cp_{ab}} [1 + 4R_{al}] \Phi_i \end{bmatrix}^n$$

52

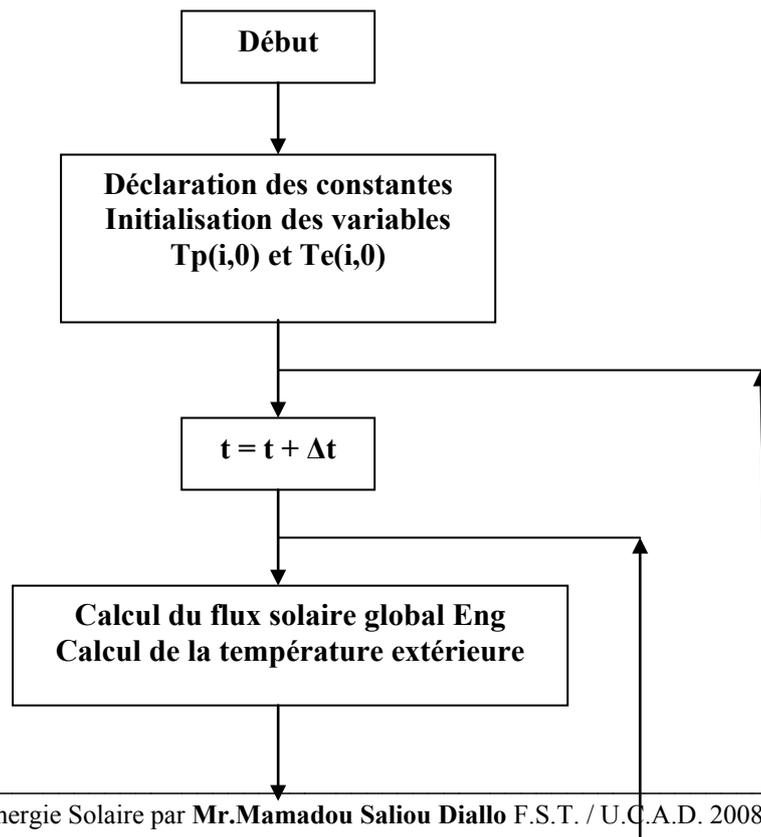
Le système est maintenant sous la forme $T^{n+1} = M \times T^n + B^n$.

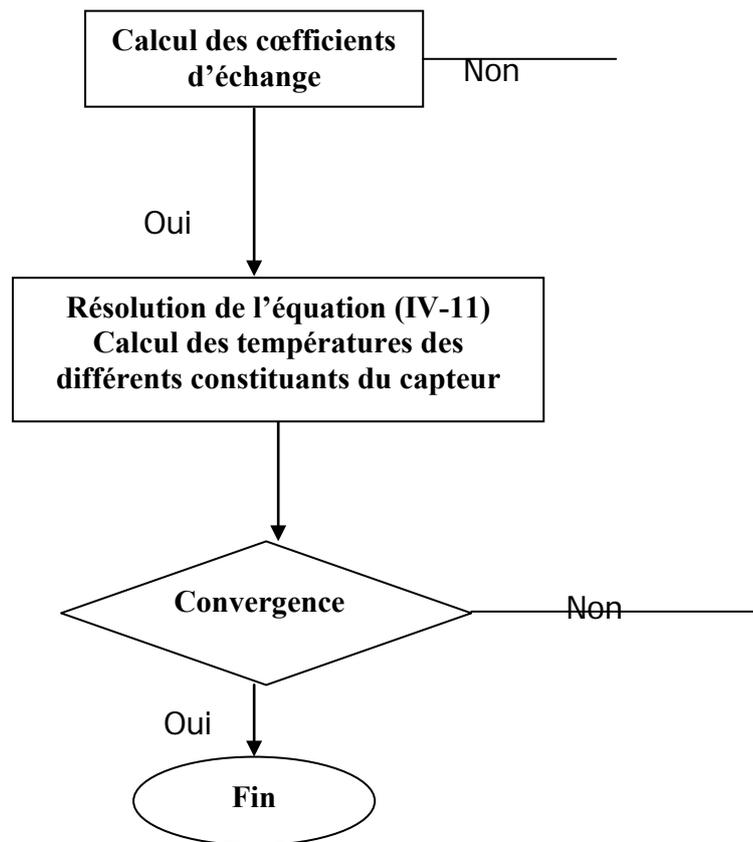
Avec T^n la température à l'instant n et T^{n+1} la température à l'instant ultérieur $n+1$. Ce système nous permet de prédire à chaque instant la température à l'instant $n+1$ connaissant la température à l'instant n avec un pas de temps de Δt .

IV-4/ RESOLUTION NUMERIQUE

L'algorithme de calcul pour la mise en œuvre numérique est utilisé à la **figure IV-4**.

Le logiciel utilisé pour la résolution du système est MatLab. MatLab est un out il de calcul numérique, de programmation et de visualisation graphique. Son nom signifie *matrix laboratory* c'est-à-dire un environnement interactif de travail avec des matrices.





FigureIV-4 : Organigramme de l'algorithme de calcul

IV-5/ RESULTATS DE LA SIMULATION

Comparaison des ensoleillements numériques et expérimentaux

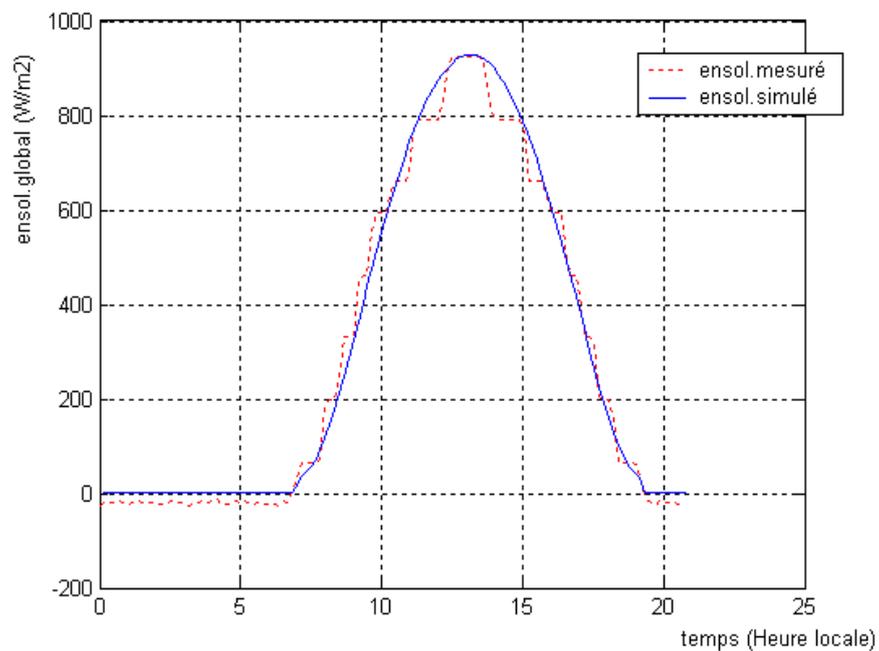
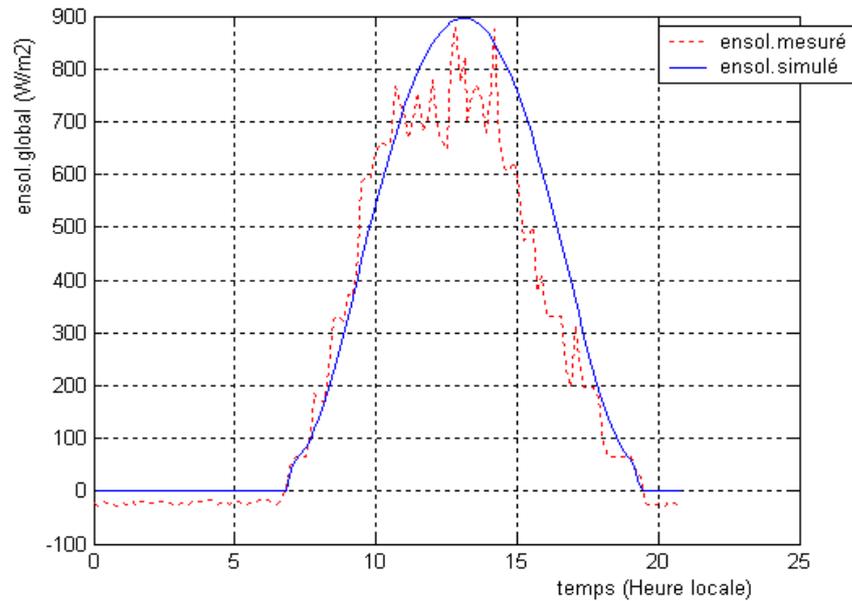


Figure IV-5 : Profil des ensoleillements expérimentaux et numériques de la journée 106 (Journée non perturbée)



FigureIV-6 : Profil des ensoleillements expérimentaux et numériques de la journée 112 (Journée perturbée)

L'ensoleillement est bien prédit, même si nous constatons un léger écart dû à certains paramètres extrinsèques, essentiellement météorologiques.

IV-6/ Conclusion :

En se basant sur les résultats expérimentaux et simulés, nous pouvons dire que l'algorithme de calcul sous MATLAB décrit correctement l'ensoleillement.

CONCLUSION GENERALE

Le présent travail concerne l'étude de la conversion photothermique dans une enceinte isolée dont l'utilisation principale est la cuisson, le séchage de produits agro-alimentaires et la stérilisation des appareils dans le domaine médical.

Dans la littérature de nombreux auteurs ont travaillé sur les capteurs plans à air, cependant peu d'études ont fait état des capteurs à air à faces latérales inclinées.

L'ensoleillement au sol a été estimé car le soleil est la source de chaleur pour notre modèle. Les généralités sur les modes de transfert ont permis de mettre en évidence la nature des échanges de chaleur qui interviennent dans la présente étude.

Cette étude qui tient compte de l'état antérieur du système a permis de suivre l'évolution des températures des différents constituants du capteur soumis à l'ensoleillement journalier.

La modélisation du système permet de formuler les équations des températures des différents constituants du capteur. La complexité des équations du système nous impose d'adopter une résolution numérique. L'outil de calcul est MatLab.

La comparaison des valeurs calculées de l'ensoleillement et des données expérimentales, nous a permis de valider le modèle de calcul proposé.

Néanmoins une étude comparative entre les températures expérimentales et les températures calculées n'a pas pu être effectuée du fait de la non disponibilité de données expérimentales.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] **SALL.M** : Caractérisation théorique expérimentale d'un insolateur plan à air.

Thèse de doctorat de spécialité thermodynamique et énergétique, PERPIGNAN- France, 1982.

[2] **THIAM. A** : Stockage de la chaleur dans un capteur matériau fusible.

Mémoire de DEA- Ecole Supérieure Polytechnique- 1998.

[3] **THIAM A.** : Stockage et récupération de la chaleur dans un capteur à changement de phase : Application à un Chauffe-Eau Solaire.

Thèse de doctorat de troisième en physique- Ecole Supérieure Polytechnique, Université Cheikh Anta Diop- 2008.

[4] **SENE M.** : Dimensionnement d'un capteur solaire à air d'un système ouvert de climatisation par évaporation.

Mémoire de DEA - Ecole Supérieure Polytechnique- 2003.

[5] **PIERSON P.** : Etude théorique expérimentale de systèmes thermiques en régime instationnaire : Echangeurs, Capteurs Solaires et installations solaires actives.

Thèse de doctorat ès Sciences.

Université de Reims - Champagne - Ardenne UFR Sciences Exactes et Naturelles, 1986.

[6] **BARKA M.** : Couplage d'un distillateur sphérique à balayage avec un capteur plan solaire : Etude théorique et expérimentale.

Thèse de docteur, spécialité Energétique- Université Claude Bernard, Lyon- 1997.

[7] **GEYE K.** : Modélisation analytique et numérique du champ thermique dans une dalle récupératrice destinée à la production d'eau chaude sanitaire.

Thèse de docteur ingénieur- Ecole Supérieure polytechnique, Université Cheikh Anta Diop- 1997.

[8] **Mr. KEITA** : Cours à l'AEA d'Energie Solaire, Université Cheikh Anta Diop 2006.

[9] **Theirry CABRIOL- Albert PELISOU- Daniel ROUX**: L'insolateur Plan à Effet de Serre et le Chauffe-Eau Solaire.

Collection « Technologies Douces ». EDISUD, Aix en France.

[10] **SAMBOU V.** : Contribution à l'amélioration du confort thermique en milieu tropical : Etude de systèmes ouverts de climatisation par évaporation d'eau.

Thèse de troisième cycle, Université Cheikh Anta Diop- Ecole Supérieure Polytechnique- 1999.