



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE



MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE KASDI MERBAH-Ouargla

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES

Département de Génie mécanique
Spécialité: Génie Energétique-Académique

Mémoire de fin d'études en vue de l'obtention du diplôme de master
Génie Energétique-Académique

Présenté par :

BENZOUKHA ABDESSAMED RIGHI ABDELHAKIM

THÈME:

CHAUFFAGE DE L'HABITAT AVEC UN MUR
EN BÉTON À L'AIDE DE L'ÉNERGIE SOLAIRE

Soutenu publiquement le 08/06/2015 devant le jury:

Mr :ACHOURI E.	M.A.	President
Mlle :SAIFI	M.A.	Examination
Mr : KEBDI Z.	M.C.	Encadreur

Année Universitaire:
2014/2015



Dédicace

*Quoi de plus que de pouvoir partager les
meilleurs moments de sa vie avec les êtres
qu'on aime.*

*Arrivé au terme de mes études, nous avons le
grand plaisir de dédier ce modeste travail à :*

- ❖ *Nos chers parents.*
- ❖ *Nos chères sœurs.*
- ❖ *Nos chers frères.*
- ❖ *Nos chers oncles.*
- ❖ *Toutes nos grandes familles.*
- ❖ *Tous nos amis chacun à son nom.*

Hakim & Samed



Remerciements

Tout la gratitude et le merci au dieu le tout puissant qui a fait que ce travail soit mené et terminé.

Nous adressons nos vifs remerciements à notre promoteur consultant

Mr. KEBDI ZAKARIA pour nous avoir diligenté tout au long de ce travail, pour sa

Compréhension, sa patience, sa compétence, et ces remarques qui nous ont été précieuses.

Nous tenons à remercier également Mr. Bencheikh K. pour son aide ainsi que les membres du jury pour

l'honneur qu'ils nous font en acceptant d'examiner notre travail.

Nous tenons aussi à remercier tous nos profs à partir l'étude

Primaire jusqu'à L'étude universitaire.

Nos derniers remerciements, vont à tous ceux qui ont contribué

de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

SAMED ET HAKIM

sommaire

Dédicace	I
Remerciements	II
Sommaire	III
Liste des tableaux	IV
Liste de figures	V
Nomenclature	VI
-Introduction Général	

Chapitre I : Choix d'un Modèle de Rayonnement Solaire

- Introduction.....	3
I.1. Modèle théorique et grandeurs héliothermiques	3
I.1.1 Les paramètres géométriques de la position du soleil	3
I.1.2 Modèle théorique du calcul du Rayonnement incident sur une surface.....	4
I.2. Modèle de Liu et Jordan.....	6
I.2.1 Définitions	6
I.2.2 Le courbe universelle de Liu et Jordan	9
I.2.3 Calcul des rayonnements global, diffus et direct journalier et en moyenne mensuelle sur un plan horizontal	10
I.2.4 Expression des rayonnements globaux diffus et directs horaire sur un Plan horizontal	12
I.2.4.1 Rapport du rayonnement global horaire I au rayonnement global journalier H	12
I.2.4.2 Rapport du rayonnement diffus horaire I_F au rayonnement diffus journalier H_F	12
I.2.5. Calcul du Rayonnement global horaire et journalier sur un Plan incliné	12
I.2.5.1 Facteur de conversion pour le rayonnement global horaire	12
I.2.5.2 Facteur de conversion pour le rayonnement global journalier	13
I.2.5.3 Cas d'un Plan vertical.....	13
I.3 Comparaison des modèles théorique et de Liu et Jordan	14
I.4 Flux énergétique disponible après transmission et transformation du rayonnement solaire	15
I.4.1 Transmission du rayonnement solaire par un système de vitres	15
I.4.1.1 Transmission du rayonnement direct.....	16
I.4.1.2 Transmission du rayonnement diffus.....	18
- Remarque.....	19

Chapitre II: Autre méthode de chauffage. Système de chauffage passif

II-2 Système passif.....	20
- Introduction	20
II.2 Positionnement du problème.....	23
II.3 Modélisation	24
II.3.1. Principe de fonctionnement	24
II.3.2. Conditions théoriques	24
II.2.3 Conditions initiales et aux limites.....	25
-Conclusion	27

Chapitre III: Mur accumulateur en béton poreux. Système actif

-Introduction.....	28
III.1. Système actif.....	28
III.3. Caractéristiques géométriques et thermophysiques du béton poreux.....	31
III.3.1 Schématisation des phénomènes de transfert de chaleur dans les milieux poreux.....	31
III.3.2 La porosité.....	32
III.3.3 Coefficient d'échange superficiel convectif.....	33
III.4 Modélisation des transferts thermiques dans le béton poreux.....	34
III.4.1 Equations générales macroscopiques des transferts thermiques dans les milieux poreux.....	34
III.4.2 Hypothèses simplification et système d'équations dans le béton poreux.....	35
III.4.3 Conditions aux limites et initiales.....	36
III.4.4 Formulation numérique	38
III.4.4.1 Discrétisation du système d'équations.....	39
III.4.4.1.1 Dans le mur.....	39
III.4.4.1.2 Condition aux frontières.....	40
III.4.4.2 Choix des pas de temps et d'espace.....	41
III.4.4.3 Algorithme du calcul.....	41
III.4.4.4 Résultats et discussions.....	43
- Conclusion.....	48
-Conclusion Général	
-Bibliographie	
-Résumé	

LISTE DES TABLEAUX :

Tableau (I.1): Numéro du jour moyen dans le mois et dans l'année pour Klein.

Tableau (II-1) : Ordre de grandeur des porosités ouverte et totale.

LISTE DE FIGURES :

Figure (I-1) Schéma présentant les paramètres géométriques.

Figure (I-2) Variation de (H / \bar{H}) en fonction de f pour $\bar{K}_T = 0,7$

Figure (I-3) Variations de H/\bar{H} en fonction de f pour différentes valeurs de \bar{K} [9].

Figure (I-4) Courbe universelle de Liu et Jordan [8].

Figure (I-5) Profils des rayonnements incidents sur une surface (1er septembre)

Figure (I.6) Influence de \bar{K}_T et K_T sur la répartition du rayonnement (1er sept.)

Figure (I-7) Transmission du rayonnement solaire à travers une vitre.

Figure (I-8) Réflexions et réfractions multiples par une lame transparente à faces parallèles.

Figure (I-9) Transmission du rayonnement direct par un double vitrage .

Figure (I-10) Angle d'incidence équivalent θ_{eq} en fonction de L'inclinaison β de la surface pour le rayonnement diffus en provenance du ciel et du sol.

Figure (II-1): La répartition du rayonnement global incident sur une surface verticale selon le modèle de Liu et Jordan (1er semaine de Janvier)

Figure (II-2) : plan du système

Figure (II-3): Flux solaire hivernal (mois de janvier)

Figure (II-4) : Modèle géométrique du local étudié

Figure (II-5): Modèle physique étudié

Figure (III-1) Schéma d'utilisation du mur poreux

Figure (III-2) Comparaison entre les deux systèmes actif et passif.

Figure (III-3): Schématisation de différent phénomène de transfert dans les milieux poreux.

Figure (III-4): configuration des pores ouverts et fermés.

Figure (III-5): Evolution de la température d'air sortant des insolateurs à air -en fonction du temps.

Figure (III-6) : le mur poreux avec l'isolant.

Figure (III-7) : schéma du maillage.

Figure (III-8) organigramme du mur accumulateur en béton poreux accumulateur de chaleur du gradient nul .

Figure (III-9) Evolution température de l'air à la sortie de l'insolateur solaire à $V=10\text{cm/s}$ et $Ah=2000 \text{wm}^{-3}\text{k}$

Figure (III-10) Evolution de la température du mur poreux en fonction de la position après deux (02) heures, avec $Ah=2000 \text{ wm}^{-3}\text{k}$ et une vitesse de 10 cm/s.

Figure (III-11) Evolution de la température du mur poreux en fonction de la position après trois (03) heures, avec $Ah=2000 \text{ wm}^{-3}\text{k}$ et une vitesse de 10 cm/s.

Figure (III-12) Evolution de la température du mur poreux en fonction de la position après quatre (04) heures, avec $Ah=2000 \text{ wm}^{-3}\text{k}$ et une vitesse de 10 cm/s.

Figure (III-13) Evolution de la température du mur poreux en fonction de la position après cinq (05) heures, avec $Ah=2000 \text{ wm}^{-3}\text{k}$ et une vitesse de 10 cm/s.

Figure (III-14) Evolution de la température du mur poreux en fonction de la position après cinq (05) heures, avec $Ah=2000 \text{ wm}^{-3}\text{k}$ et une vitesse de 10 cm/s

Figure (III-15) Evolution de la température du béton poreux en fonction du temps par des instants différents.

Figure (III-16) Evolution de la température du solide en fonction du temps à l'entrée du milieu poreux.

NOMENCLATURE

Symbole	Définition
a	Azimut.
a*	Albédo du sol.
A	Taux de surface de contact solide – fluide.
Ah	Coefficient volumique d'échange convectif.
b	Distance de la cheminé solaire.
c	Hauteur du mur Trombe.
C	Chaleur spécifique du matériau par rapport à l'état sec.
C _i	Chaleur spécifique du solide.
C _s	Chaleur spécifique du solide.
C _e	Chaleur spécifique de l'eau.
C _p	Chaleur spécifique matériau.
d	Numéro du jour dans l'année.
e	Epaisseur du mur Trombe.
f	Fréquence cumulée.
F	Facteur de forme.
h	Coefficient d'échange superficiel convectif.
h _s	Hauteur du soleil.
h _e , h _i	Coefficient d'échange superficiel convectif extérieur et intérieur.
H	Hauteur du local.
H ₀ , $\overline{H_0}$	Rayonnement extraterrestre journalier et en moyenne.
H, \overline{H}	Rayonnement global journalier et en moyenne mensuelle frappant un plan horizontal.
H _F , $\overline{H_F}$	Rayonnement diffus journalier et en moyenne mensuelle frappant un plan horizontal.
H _D , $\overline{H_D}$	Rayonnement direct journalier et en moyenne mensuelle frappant un plan horizontal.
H _f , H _s	Enthalpie du fluide et du solide.
I _c	Constante solaire.
I, I _F	Rayonnement global et diffus horaire sur un plan horizontal.
I _F , I _D , I _G	Rayonnement diffus, direct et global.
J	Durée du jour.

$K_T, \overline{K_T}$	Indice de clarté journalier et en moyenne mensuelle.
e	Epaisseur du mur.
L	Longueur du local.
$m\&$	Débit massique.
p	Pression de l'air dans le local.
P	probabilité.
t	Temps.
T	Température du solide.
T_{S0}	Température du solide à l'instant initial.
T_a	Température de l'air intérieur.
T_{con}	Température de consigne.
T_0	Température de référence.
T_{in}	Température-zone d'occupation.
T_{ob}	Température au niveau d'ouverture de circulation d'air basse.
T_{oh}	Température au niveau d'ouverture de circulation d'air haute.
U_0	Vitesse du fluide.
u_i, U, V	Vitesse de l'air selon x, y .
W	Angle horaire.
W_s	Angle horaire du lever du soleil.
α	Coefficient d'expansion volumique.
β	Angle d'inclinaison
$\Delta t, \Delta x$	Pas de temps et d'espace.
ϕ	Flux solaire.
\varnothing	Latitude.
ξ_0	Porosité ouverte.
ξ_f	Porosité fermée.
ξ_t	Porosité totale.
λ	Conductivité thermique du Matériau.
λ_f, λ_s	Conductivité thermique du fluide et du solide.
ρ	Masse volumique du fluide.
ρ_f	Masse volumique du fluide.
ρ_s^*, c_s^*	Chaleur volumique.
δ	Déclinaison du soleil.

σ	Constante de Stefan – Boltzman.
ν	Viscosité cinématique fluide.
θ	Température de l'air.
Γ	Dimension de l'ouverture de circulation d'air.

Introduction général :

Pour évaluer les performances d'un système solaire, il est avant tout nécessaire de déterminer le gisement solaire du site considéré. Les valeurs du rayonnement solaire jouent en effet un rôle important sur les performances à long terme du système.

La littérature présente de nombreux modèles de rayonnement solaire. Les modèles de rayonnement incluant les phénomènes atmosphériques [1,2] sont compliqués car ils font intervenir les propriétés physiques de l'atmosphère qui sont difficiles à déterminer. Ceux reposant sur des formules empiriques [3,4] sont simples mais ils représentent mal l'aspect moyen du rayonnement solaire. Si on utilise les données réelles du rayonnement, un problème se pose au niveau du choix de l'année. Il faut en effet que celle-ci représente statiquement l'année moyenne (l'année type) mais, la définition de cette dernière varie selon les auteurs [5,6]. Il faut aussi, dans ce cas, disposer d'un fichier de données très volumineux.

Parmi ces modèles destinés à évaluer la puissance solaire instantanée, nous avons choisi deux méthodes : l'une reposant sur les équations théoriques [4,10], et l'autre qui est une méthode de calcul basée sur la courbe universelle de Liu et Jordan [7,8]. La seule donnée météorologique est la moyenne à long terme du total journalier de la radiation hémisphérique sur une surface horizontale. Ces modèles permettent de calculer la radiation disponible pour tous les types de capteurs.

L'énergie solaire transmise par un système de vitres à faces parallèles s'en déduit et il est possible de déterminer les profils des puissances solaires journalières pour une application de stockage de chaleur sous forme de rayonnement pur après transformation pour obtenir un profil de température de l'air chaud.

Dans ce travail nous exposons au chapitre 1 les modèles du rayonnement solaire proposés par différents auteurs ainsi que leurs méthodes. Au chapitre 2 nous faisons une étude et une simulation d'un système actif de stockage de l'énergie solaire dans un mur poreux pour le chauffage d'un habitat. Au chapitre 3 nous étudions un système passif de stockage de l'énergie solaire dans un mur poreux pour le chauffage d'un habitat.

Chapitre I :

Choix d'un Modèle de Rayonnement Solaire

Introduction :

Pour évaluer les performances d'un système solaire, il est avant tout nécessaire de déterminer le gisement solaire du site considéré. Les valeurs du rayonnement solaire jouent en effet un rôle important sur les performances à long terme du système.

La littérature présente de nombreux modèles de rayonnement solaire. Les modèles de rayonnement incluant les phénomènes atmosphériques [1,2] sont compliqués car ils font intervenir les propriétés physiques de l'atmosphère qui sont difficiles à déterminer. Ceux reposant sur des formules empiriques. [3,4] sont simples mais ils représentent mal l'aspect moyen du rayonnement solaire. Si l'on utilise les données réelles du rayonnement, un problème se pose au niveau du choix de l'année. Il faut en effet que celle-ci représente statiquement l'année moyenne (l'année type) mais, la définition de cette dernière varie selon les auteurs [5,6]. Il faut aussi, dans ce cas, disposer d'un fichier de données très volumineux.

Parmi ces modèles destinés à évaluer la puissance solaire instantanées, nous avons choisi deux méthodes : l'une reposant sur les équations théoriques [4, 10], et l'autre qui est une méthode de calcul basée sur la courbe universelle de Liu et Jordan [7. 8]. La seule donnée météorologique, est la moyenne à long terme du total journalier de la radiation hémisphérique sur une surface horizontale. Ces modèles permettent de calculer la radiation disponible pour tous les types de capteurs.

L'énergie solaire transmise par un système de vitres à faces parallèles s'en déduit il est possible de déterminer les profils des puissances solaires journalières utilisées pour une application de stockage de chaleur sous forme de rayonnement pur ou après transformation (isolateur) pour obtenir un profil de température de l'air chaud.

I-1 Modèles théoriques et grandeurs héliothermiques :

I-1-1 Les paramètres géométriques de la position du soleil :

- a) L'angle horaire w est l'angle formé par le méridien passant par le centre du soleil et le plan vertical du lieu (méridien). On le compte de -180° à 0 heures à $+180^\circ$ à minuit. ($W = 0$ à midi). L'angle horaire du lever du soleil est calculé par l'équation suivante :

$$W_s = \arccos (- \operatorname{tg} \Phi \cdot \operatorname{tg} \delta) \quad (\text{I-1})$$

où Φ représente la latitude du lieu considéré.

- b) La déclinaison δ obtenue à partir de l'une des deux équations suivantes :

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \cdot \frac{286+d}{366} \right) \quad (\text{I-2})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta = 0,302 - 22,93 \cos w' d - 0,229 \cos 2 w' d \\ \quad - 0,243 \cos 3 w' d + 3,851 \sin w' d \\ \quad + 0,002 \sin w' d - 0,055 \sin 3 w' d \end{array} \right. \quad (I-3)$$

Avec :

D: le numéro du jour dans l'année.

W': $2\pi / 366$ exprime en radian.

δ : est exprimée en degrés.

c) Le hauteur h_s est l'angle représentant la hauteur du soleil au-dessus de l'horizon, figure (I-1). On le compte de 0 à $+90^\circ$ vers le zénith ou de 0 à -90° vers le nadir. Il peut être calculé en utilisant:

$$\sin h_s = \sin \delta \sin \theta + \cos w \cos \delta \cos \theta \quad (I-4)$$

d) L'azimut a représente la position de la verticale du soleil, figure (I-1). On le compte de 0 à 180° du Sud vers l'Ouest. Il peut être déterminé par :

$$\sin a = \frac{\cos \delta \sin w}{\sin h_s} \quad (I-5)$$

I-1-2 Modèle théorique du calcul du Rayonnement incident sur une surface:

A partir de la position du soleil et de la connaissance de son émission de rayonnement, il est possible d'évaluer le rayonnement journalier reçu sur une surface. Cette approche purement théorique [4. 10] ne prend pas en compte les accidents météorologiques locaux aussi elle conduit à l'expression du rayonnement reçu dans le cas d'un "jour idéal".

A. Cas d'une surface horizontale :

Ce rayonnement est composé de deux parties, la première I_D est une partie qui frappe directement le plan, la deuxième I_F est diffusée par le ciel puis atteint la surface réceptrice. Ces quantités, pour des conditions climatiques moyennes, sont déterminées par les deux relations suivantes dans lesquelles le rayonnement solaire, intervient par la valeur des constantes 1230 W. m^{-2} pour I_D et 1350 W. m^{-2} pour I_F [4] :

$$I_D = 1230 \exp -1/3,8 \sin h_s \quad \text{w/m}^2 \quad (I-6)$$

$$I_F = 0,5 \cdot 1350 - I_D \sin h_s \quad \text{w/m}^2 \quad (I-7)$$

La quantité du rayonnement global qui atteint une surface horizontale est donc la somme des deux parties :

$$I_G = I_D + I_F(w/m^2) \quad (I-8)$$

B. cas d'une surface inclinée d'un angle β :

La figure (I -1) montre comment déterminer le rayonnement direct reçu par une surface plane inclinée d'un angle quelconque β sur l'horizon et orientée "plein sud".

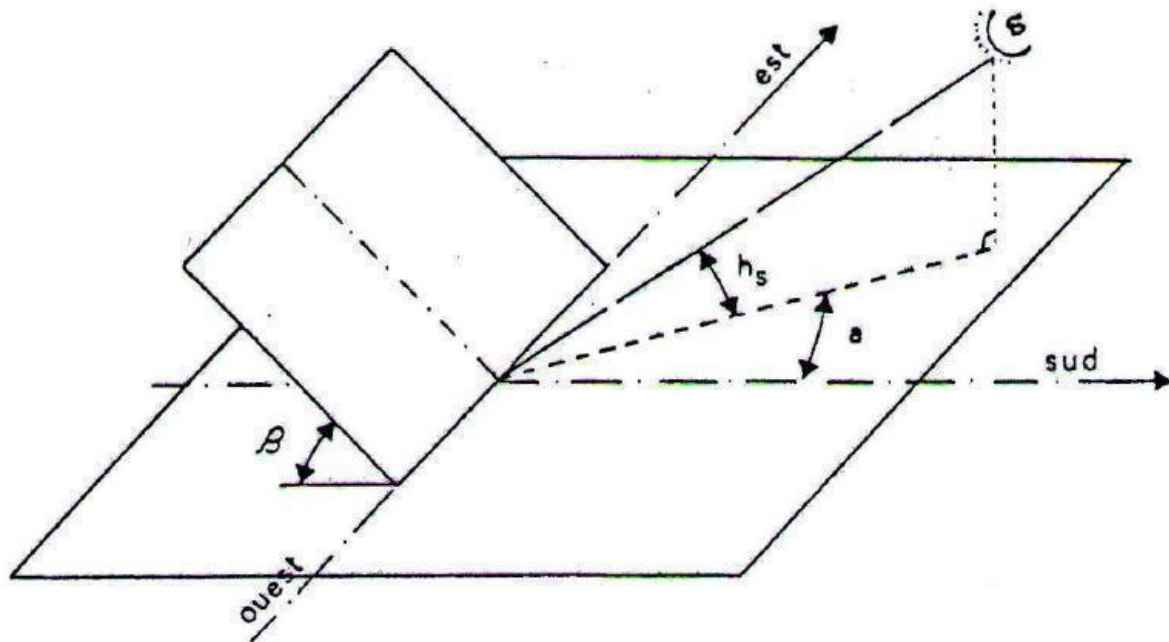


Fig (I-1): Schéma présentant les paramètres géométriques.

La partie du rayonnement direct capté par cette surface est donnée par la relation suivante:

$$I_D^\beta = I_D (\cos h_s \cos a \sin \beta + \sin h_s \cos \beta) \quad (I-9)$$

La surface étant inclinée, elle reçoit un rayonnement diffusé par le sol en plus du rayonnement diffusé en provenance du ciel. Aussi le rayonnement diffusé reçu par la surface comporte deux termes dont l'un fait intervenir l'albédo a^* du sol:

$$I_F^\beta = \left[\frac{1 + \cos \beta}{2} \right] I_F + \left[\frac{1 - \cos \beta}{2} \right] a^* I_G \quad (I-10)$$

C. Cas particulier d'une surface verticale :

Pour un plan vertical ($\beta = \pi / 2$), les relations (I-9) et (I-10) prennent les formes simplifiées suivante :

$$I_D^{90} = I_D \cos h_s \cos a \quad (I-11)$$

$$I_F^{90} = 0.5 (I_F \pm a^* \cdot I_G) \quad (I-12)$$

avec :

$$I_G^{90} = I_D^{90} + I_F^{90} \quad (I-13)$$

I-2 Modèle de Liu et Jordan :

I-2-1 Définitions :

a) Le rayonnement extraterrestre journalier frappant un plan horizontal :

C'est la quantité du rayonnement solaire hors de l'atmosphère. Elle peut être déterminée en utilisant la relation [10]:

$$H_0 = \frac{J}{\pi} I_{CS} \left[1 + 0,033 \cos \left(\frac{360 d}{365,24} \right) \right] \cos \phi \cos (\sin w_s - w_s \cos w_s) \quad (I-14)$$

Avec :

J: durée de jour (24 heures).

I_{CS} : constante solaire égale à 1353 (W/m²).

De même, le rayonnement extraterrestre journalier, en moyenne mensuelle, H_0 , sera connu à l'aide de (I-14) pour un jour représentatif du mois. Le numéro de ce jour "type" selon Liu et Jordan correspond au 16^{ème} jour du mois ; alors que Klein [12] propose le tableau suivant pour son choix :

Mois	Numéro du jour moyen dans le mois	Numéro du jour dans l'année
Janv	17	17
Févr	16	47
Mars	16	75
Avril	15	105
Mai	15	135
Juin	11	162
Juil	17	198
Aut	16	228
Sept	15	258
Octo	15	288
Nove	14	318
Déce	10	344

Tableau(I-1) : Numéro du jour moyen dans le mois et dans l'année pour Klein

b) Indice de clarté journalier moyen mensuel:

C'est le rapport entre le rayonnement global journalier \bar{H} en moyenne mensuelle et le rayonnement extraterrestre journalier \bar{H}_0 en moyenne mensuelle, frappant un plan horizontal :

$$\bar{K}_T = \bar{H} / \bar{H}_0 \quad (\text{I-15})$$

c) Indice de clarté journalier K_T :

Il est défini comme le rapport du rayonnement global journalier H au rayonnement extraterrestre journalier H_0 frappant un plan horizontal :

$$K_T = H / H_0 \quad (\text{I-16})$$

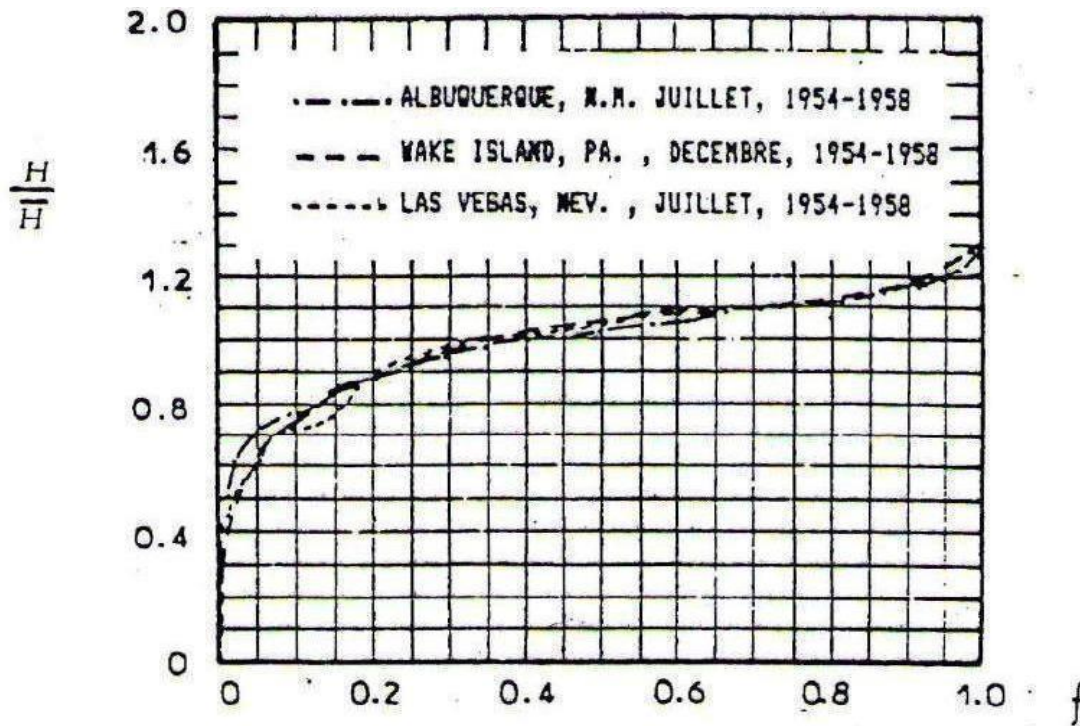
d) probabilité p et fréquence cumulée f :

p Représente la probabilité d'obtenir une valeur précisée de T dans le mois donné à \bar{K}_T connu. Elle est définie par le rapport du nombre de jours du mois pendant lesquels l'ensoleillement global est inférieur ou égal à H sur le nombre de jour du mois.

Quant à la fréquence cumulée, elle est définie comme la somme des probabilités dont l'argument est inférieur ou égal à K_T :

$$f(K_T, \bar{K}_T) = \int_0^{K_T} p(K_T, K_T) dK_T \quad (\text{I-17})$$

Liu et Jordan ont porté sur des graphiques, pour plusieurs sites. Les rapports (H / \bar{H}) en fonction de f figures (I-2) et (I-3) pour différentes valeurs de \bar{K}_T , et ils ont fait l'observation suivante : quelque soient le site et le mois considérés. Les courbes (H / \bar{H}) sont quasi identiques pour une même valeur de \bar{K}_T . Donc, elles permettent une application universelle.



Fig(I -2) : Variation de (H / \bar{H}) en fonction de f pour $\bar{K}_T = 0,7$ [20]

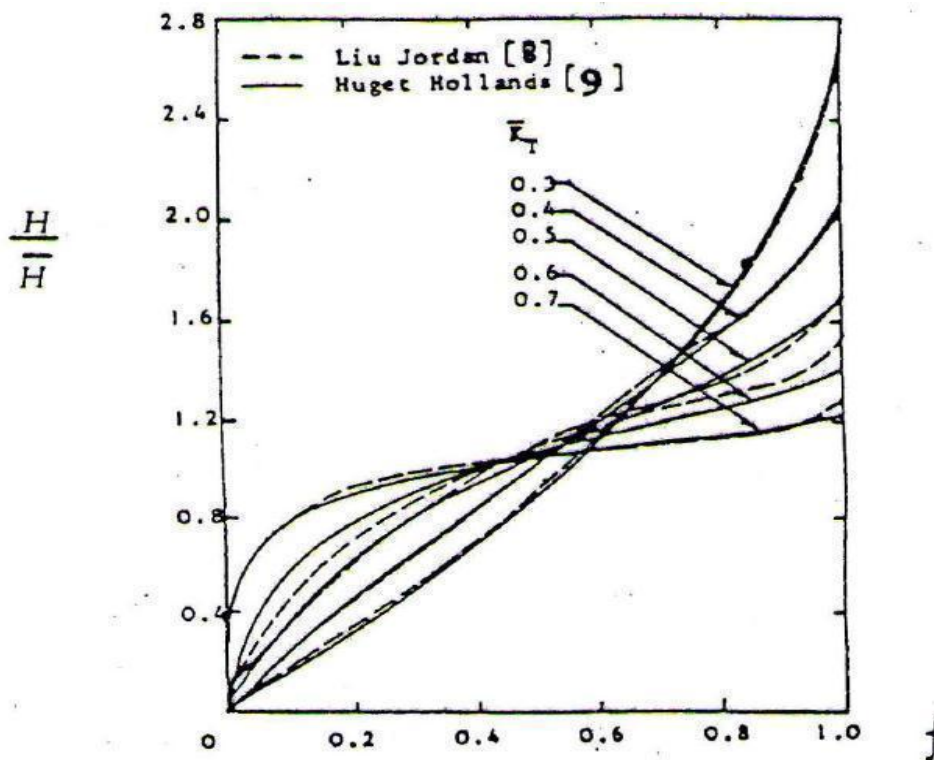
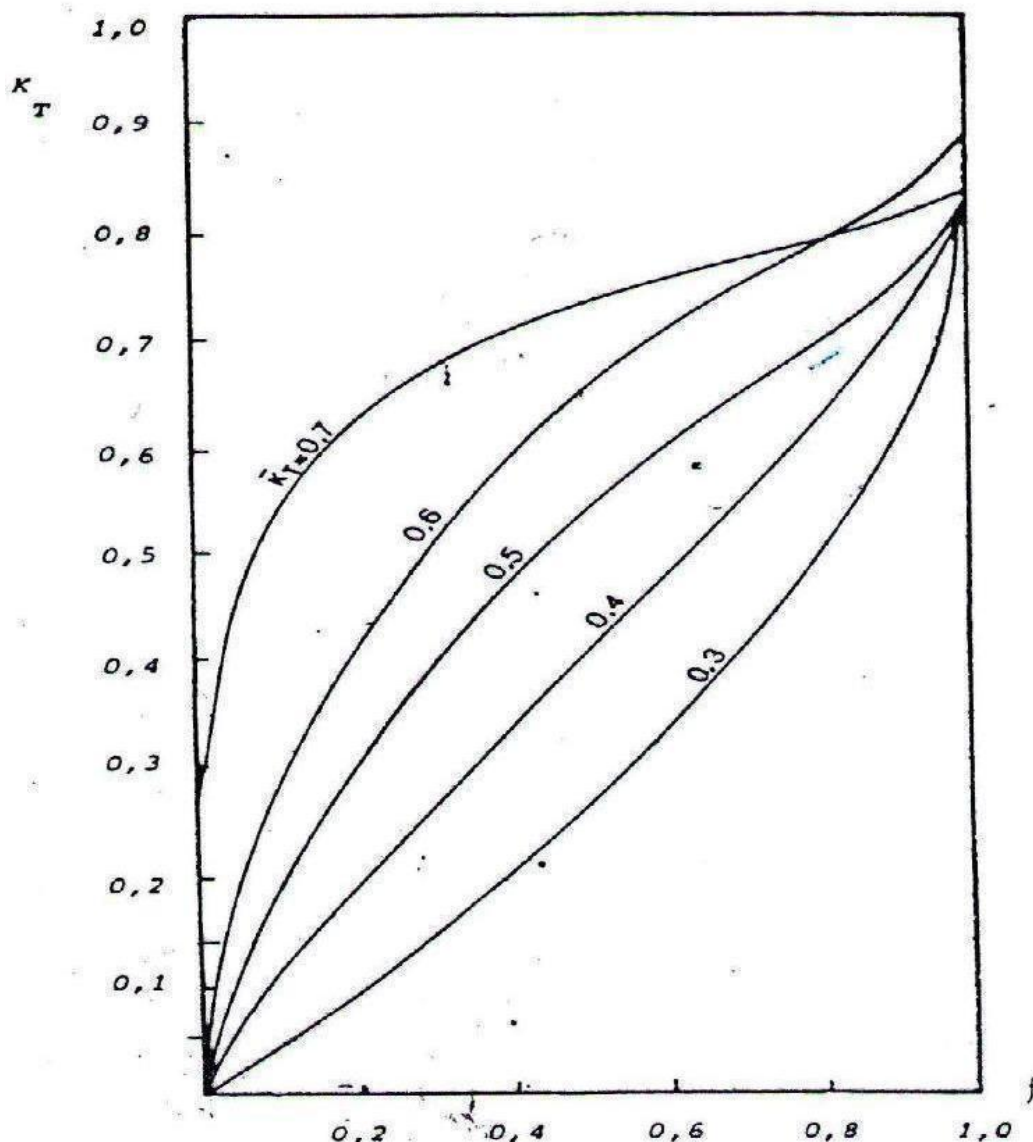


Fig I -3) : Variations de H/\bar{H} en fonction de f pour différentes valeurs de \bar{K}_T [9].

I-2-2 La courbe universelle de Liu et Jordan:

D'après l'observation précédente, Liu et Jordan ont tracé des courbes universelles qui sont présentées sur la figure (I-4). Elles traduisent le fait que les variations de la fréquence cumulée f en fonction de l'indice de clarté journalier K_T ne dépendent que de l'indice de clarté journalier moyen mensuel \bar{K}_T . En outre, ils ont constaté que statiquement, le rayonnement journalier est symétrique par rapport au midi solaire.



Fig(I-4) : Courbe universelle de Liu et Jordan [8].

HUGUET et HOLLAND [9] ont proposé une formule analytique pour représenter les courbes universelles de Liu et Jordan, qui permet de calculer H à partir de \bar{H} ou encore K_T à partir de \bar{K}_T .

$$f(K_T, \bar{K}_T) = \frac{C}{K_{tu} \lambda \Omega_1} [\exp(\lambda K_T) (1 - \Omega_1 K_T) - 1] \quad (I-18)$$

Ou:

$$C = \frac{\lambda^2 K_{tu}}{\exp(\lambda K_{tu}) - 1 - \lambda K_{tu}} \quad (I-19)$$

$$\bar{K}_T = \frac{C}{\lambda^2 K_{tu}} \left[\left(\frac{2}{\lambda} K_{tu} \right) (1 - \exp(\lambda K_{tu})) + 2 K_{tu} \exp(\lambda K_{tu}) \right] \quad (I-20)$$

$$\Omega_1 = \lambda / (1 + K_{tu}) \quad (I-21)$$

$K_{tu} = 0,864$ (valeur maximale de K_T " indice de clarté journalier ").

A partir de la relation (I-17) liant la fréquence cumulée f à la probabilité P et en utilisant (I-18) nous pouvons déduire :

$$P(K_T, \bar{K}_T) = C \left(\frac{K_{tu} - K_T}{K_{tu}} \right) \exp(\lambda K_T) \quad (I-22)$$

Cette équation nous permet de déterminer le nombre de jours pour lesquels on a telle ou telle valeur de K_T .

I-2-3 Calcul des rayonnements global, diffus et direct journalier et en moyenne mensuelle sur un plan horizontal :

a) Rayonnement global :

Nous présentons toutes les étapes ordonnées permettant de déterminer H et \bar{H} :

1- Lespécification du site conduit à la détermination des rayonnements extraterrestres globaux journaliers et en moyenne mensuelle H_0 et \bar{H}_0 suivant l'équation (I-14).

2- Pour un mois précisé, les données météorologique nous fournissent \bar{K}_T indice de clarté journalier en moyenne mensuelle, on en déduit $\bar{H} = \bar{K}_T \cdot \bar{H}_0$

3- Connaissant \bar{K}_T , il est possible de déterminer les valeurs des constantes, Ω_1 et C satisfaisant la relation (I-20) à partir de leur définition (I-19) et (I-21) par une méthode itérative. Alors la relation (I-18) nous donne la fréquence cumulée $f(K_T, \bar{K}_T)$ pour chaque K_T ou l'inverse en multipliant la fréquence cumulée par le nombre de jours dumois, on obtient le nombre de jours de clarté K_T .

4- Soit une suite de valeurs de K_T couvrant le domaine de la courbe universelle. (Figure I -4). A chaque valeur de K_T est associe le nombre de jour n pour lesquels on a ce K_T . On affecte aléatoirement les différentes valeurs de K_T aux différents jours du mois en respectant le nombre n .

5- Chaque jour du mois ayant un indice de clarté journalier K_T détermine le rayonnement global de ce jour correspond à $H = K_T \cdot H_0$.

Il faut remarquer que les jours du mois à même K_T n'ont pas le même H , car le calcul de H_0 (I - 14), fait intervenir la déclinaison, le lever du soleil et le numéro du jour dans l'année.

Ainsi connaissant le site et le mois nous pouvons construire une répartition suivant chaque jour du mois des rayonnements \bar{K}_T globaux journaliers et en moyenne mensuelle.

b) Rayonnement diffus et direct:

A partir de statistique sur les données météorologique Liu et Jordan ont construit des courbes (H_F / H) en fonction de K_T , H_F étant le rayonnement diffus collares - Pereiraet Rable [11] proposent une expression analytique obtenue par un lissage de ces courbes:

$$H_F/H = \begin{cases} 0.99 & \text{pour } K_T \leq 0.17 \\ 1.188 - 2.272 K_T + 9.473 K_T^2 - 21.865 K_T^3 + 14.648 K_T^4 & \text{pour } 0.17 < K_T < 0.75 \\ -0.45 K_T + 0.632 & \text{pour } 0.75 < K_T < 0.80 \\ 0.2 & \text{pour } K_T \geq 0.80 \end{cases} \quad (I-23)$$

De même, le rayonnement diffus journalier \bar{H}_F , en moyenne mensuelle Peut être connu en utilisant la corrélation de Klein [10] qui exprime le rapport entre celui-ci et le rayonnement global journalier H , en moyenne mensuelle :

$$\bar{H}_F/\bar{H} = 1,390 - 4,027 \bar{K}_T + 5,531 \bar{K}_T^2 - 3,108 \bar{K}_T^3 \quad (I-24)$$

Les valeurs du rayonnement direct journalier et en moyenne mensuelle sont déduites des précédentes à partir des relations:

$$H = H_D + H_F \quad (I-25)$$

$$\bar{H} = \bar{H}_D + \bar{H}_F \quad (I-26)$$

I-2-4 Expression des rayonnements global diffus et direct horaire sur un Plan horizontal :

Les expressions nécessaires pour la détermination des différentes composantes horaires du rayonnement recueilli sur un plan horizontal sont exprimées par les rapports suivants:

I-2-4-1 Rapport du rayonnement global horaire I au rayonnement global journalier H: $r = I / H$

Ce rapport est écrit sous la forme suivante [11] :

$$r = (\pi / 24) (a_1 + b_1 \cos w) \left(\frac{\cos w - \cos w_s}{\sin w_s - (\pi/180) w_s \cos w_s} \right) \quad (I-27)$$

$$a_1 = 0.409 + 0.5016 \sin (w_s - 60)$$

$$b_1 = 0.6609 - 0.4767 \sin (w_s - 60)$$

I-2-4-2 Rapport du rayonnement diffus horaire I_F au rayonnement diffus journalier H_F : $r_F = I_F / H_F$

Liu et Jordan [8] proposent la relation suivante :

$$r_f = \frac{\pi}{24} \left(\frac{\cos w - \cos w_s}{\sin w_s - (\pi/180) w_s \cos w_s} \right) \quad (I-28)$$

Alors le rayonnement direct horaire est obtenu en faisant la différence entre I et I_F .

I-2-5 Calcul du Rayonnement global horaire et journalier sur un Plan incliné :

Pour aborder ce calcul nous admettons, comme Liu et Jordan, les deux hypothèses suivantes :

- Les composantes diffuse et réfléchi par le sol du rayonnement solaire sont isotropes.
- Le plan incliné est orienté vers le Sud dans l'hémisphère nord.

I-2-5-1 Facteur de conversion pour le rayonnement global horaire :

Soit $R_{G,h}^\beta$ le facteur permettant de passer du rayonnement global horaire I sur un plan horizontal, au rayonnement global horaire I^β sur un plan incliné orienté vers le Sud et faisant un angle β avec le plan horizontal, figure (I-1).

Ce facteur peut être calculé par la relation suivante qui tient compte, outre des rayonnements directs et diffus, de la partie du rayonnement réfléchi par le sol vers la surface :

$$R_{G,h}^{\beta} = r_D^{\beta} \left(1 - \frac{r_F H_F}{r H}\right) + 0.5(1 + \cos \beta) \frac{r_F H_F}{r H} + 0.5(1 - \cos \beta) a^* \quad (I-29)$$

Ou:

$R_D^{\beta} = \cos \theta^{\beta} / \cos \theta_H$, est le rapport du rayonnement direct sur un plan incliné à sa valeur sur un plan horizontal.

θ^{β} et θ_H représentent respectivement les angles d'incidence sur la surface inclinée et sur le plan horizontal, pour l'heure considérée données par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} \cos \theta_{\beta} = & (\cos w \cos \delta \sin \phi - \sin \delta \cos \phi) \cos \alpha \sin \beta + \sin w \cos \delta \sin \beta \sin \alpha \\ & + (\sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos w \cos \delta) \cos \beta \end{aligned} \quad (I-30)$$

$$\cos \theta_H = (\sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos w \cos \delta) \quad (I-31)$$

α représente l'angle dont s'écarte le tracé du plan incliné sur l' horizontale de la direction Est-Ouest, c'est à dire l' écart avec la direction plein sud .

La valeur de I^{β} est déduite de I à partir de la connaissance du facteur de conversion :

$$I^{\beta} = I \cdot R_{G,h}^{\beta} \quad (I-32)$$

I-2-5-2Facteur de conversion pour le rayonnement global journalier:

De la même façon soit $R_{G,J}^{\beta}$, le facteur permettant de déterminer la valeur du rayonnement global journalier H^{β} sur un plan incliné à partir de la valeur du rayonnement global journalier H sur un plan horizontal, son expression selon Liu et Jordan est donnée par:

$$R_{G,h}^{\beta} = \left(1 - \frac{H_F}{H}\right) r_D^{\beta} + 0,5(1 + \cos \beta) \frac{H_F}{H} + 0,5(1 - \cos \beta) a^* \quad (I-33)$$

Pour une surface orientée en direction plein Sud ($\alpha = 0$) r_D^{β} est donnée par:

$$r_D^{\beta} = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \cos w + \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \cos w + \sin \phi \sin \delta} \quad (I-34)$$

Alor H^{β} est déduite par:

$$H^{\beta} = R_{G,J}^{\beta} \cdot H \quad (I-35)$$

I-2-5-3Cas d'un Plan vertical:

Si la surface captrice du rayonnement est un plan vertical, orienté "Plein Sud" ($\beta = 90^{\circ}, \alpha = 0$) les relations précédentes (I-29), (I-33), (I-34.) prennent les formes, simplifiées suivantes:

$$R_{G,h}^{90} = r_D^{90} \left(1 - \frac{r_F H_F}{rH}\right) + 0,5 \left(1 - \frac{r_F H_F}{rH}\right) + 0,5 a^* \quad (\text{I-36})$$

$$R_{G,J}^{90} = r_D^{90} \left(1 - \frac{H_F}{H}\right) + 0,5 \frac{H_F}{H} + 0,5 a^* \quad (\text{I-37})$$

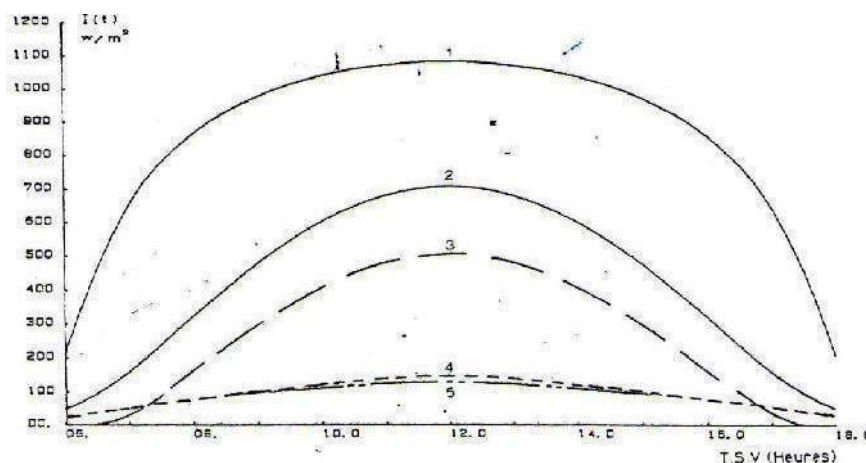
$$R_D^{90} = \frac{\sin \phi \cos \delta \cos w + \cos \phi \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \cos w + \sin \phi \sin \delta} \quad (\text{I-38})$$

Ainsi, nous utilisons à partir de la détermination de H et I les relations (I-32) et (I-35) pour calculer les rayonnements globaux horaires et journaliers sur un plan vertical avec les nouveaux facteurs définis par (I-36), (I-37) et (I-38).

I-3 Comparaison des modèles théorique et de Liu et Jordan:

Dans le modèle théorique tous les jours d'un mois sont semblables compte tenu des variations des coordonnées solaires. Par contre, le modèle de Liu et Jordan permet de réaliser des jours à ensoleillements très différents, tout en restant en moyenne en accord avec les données météorologiques. Aussi ce modèle est plus réaliste pour simuler un stockage d'énergie.

La figure (I-5) présente pour un jour (1er sept.) l' évolution du flux solaire (en fonction du T. S. V) incident sur une surface verticale obtenue par les deux modèles. Quel que soit le jour du mois de septembre, le modèle théorique donne une évolution semblable à celle présentée, alors que, le modèle de Liu et Jordan peut conduire à des évolutions très différentes suivant les jours (la répartition et le choix des K_T étant arbitraire pour un jour donné).

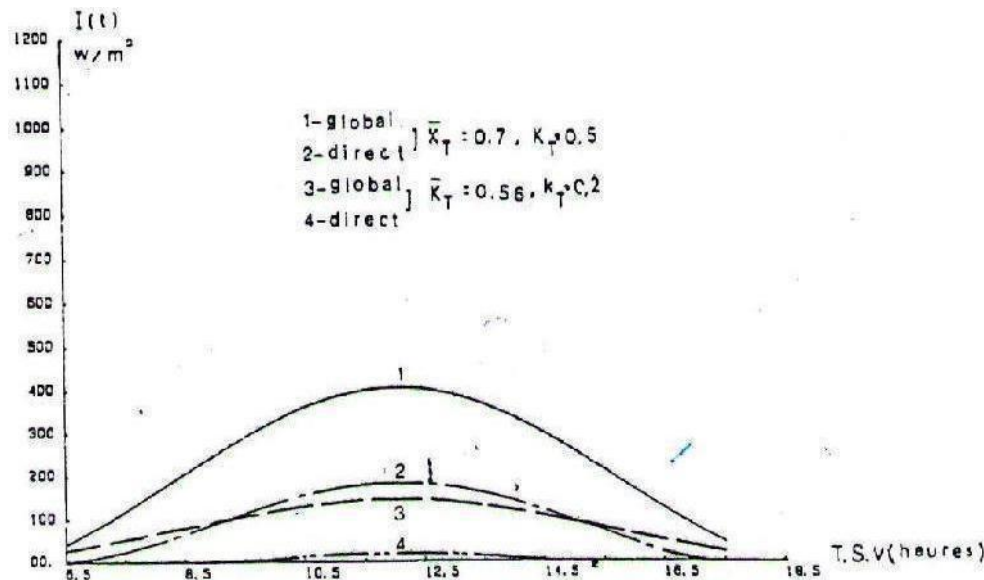


Fig(I-5) : Profils des rayonnements incidents sur une surface (1er septembre)[20]

- horizontale: rayonnement global 1 (modèle théorique).
- verticale : rayonnement global 2 et direct 3 (modèle théorique)
- verticale : rayonnement global 4 et diffus 5 (modèle Liu et Jordan).

La figure (I-6) illustre deux cas à \bar{K}_T et K_T différents pour montrer les différences d'ensoleillement direct et diffus qu'il est possible de simuler.

Nous utiliserons pour la suite de notre travail le modèle de Liu et Jordan. Un exemple de l'évolution sur une semaine, du rayonnement global incident sur une surface verticale est présenté sur la figure (I-11).



Fig(I-6) :Influence de \bar{K}_T et K_T sur la répartition du rayonnement(1er sept .) [20]

I-4 Flux énergétique disponible après transmission et transformation du rayonnement solaire :

I-4-1 Transmission du rayonnement solaire par un système de vitres :

Dans la conversion thermique du rayonnement solaire, on utilise l'effet de serre pour limiter les pertes énergétiques. Cet effet est réalisé en général par un système de vitres recouvrant l'absorbeur de rayonnement, les vitres ont un double rôle, transparentes au rayonnement solaire incident, elles sont opaques au rayonnement infrarouge émis par l'absorbeur, de plus, elles limitent les échanges convectifs entre l'air ambiant et l'absorbeur.

Le système de vitres entraîne des réflexions et des absorptions du rayonnement incident. Le rayonnement transmis est alors obtenu à partir d'un bilan, (figure I-7), ou interviennent les rayonnements réfléchi I_r , transmis I_t et absorbé I_a :

$$I_G = I_r + I_a + I_t \quad (I-39)$$

Il s'agit de déterminer le rayonnement transmis.

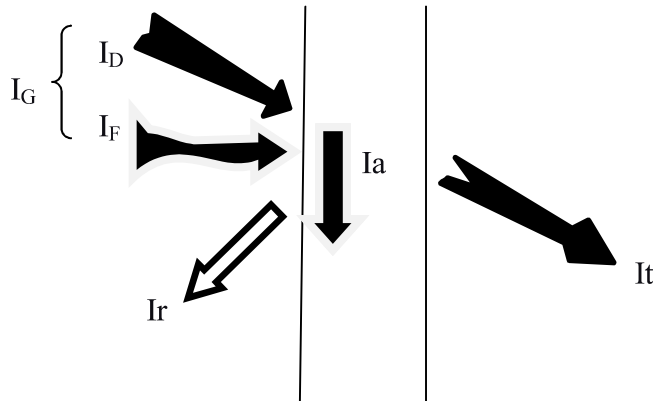
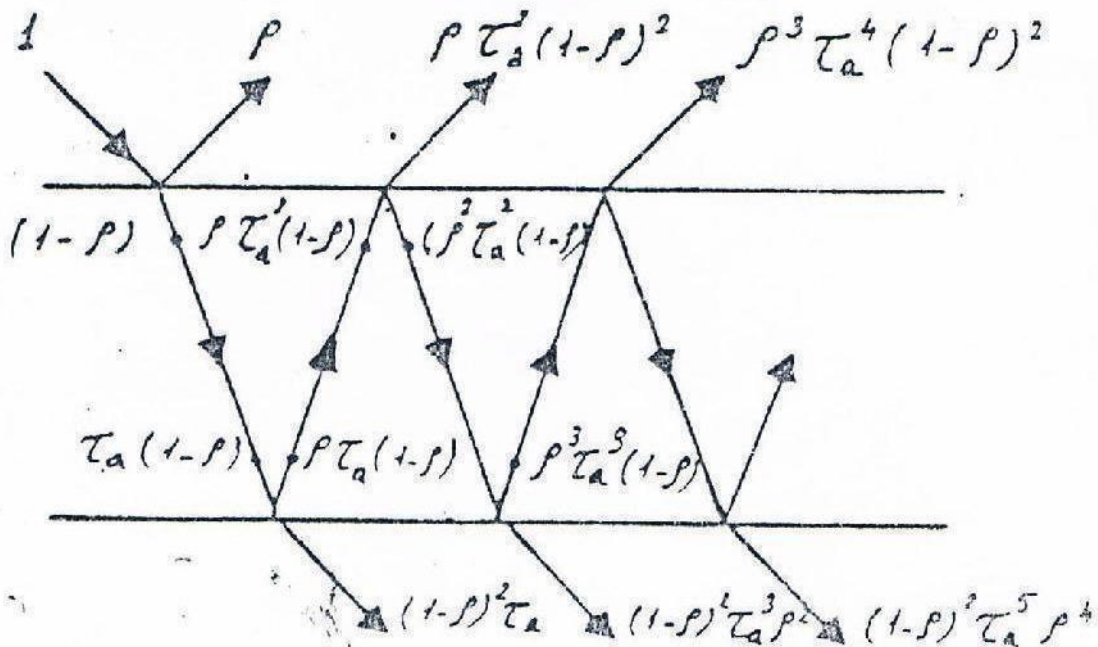


Fig (I-7) : Transmission du rayonnement solaire à travers une vitre.

I-4-1-1 Transmission du rayonnement direct :

a) Cas d'une lame :

La transmission d'une onde non polarisée à travers une lame transparente et homogène à faces parallèles d'un indice de réfraction différent du milieu ambiant, peut être étudiée à des échelles de précision très différente. La figure (I-8) présente les réflexions et réfractions multiples sur les surfaces de séparation.



Fig(I-8) Réflexions et réfractions multiples par une lame transparente à faces parallèles.[20]

Une simplification consiste à faire l'hypothèse de Duffie et Beckman [10] qui permet de déterminer le coefficient de transmission pour une lame comme le produit du coefficient de transmission τ_a qui existerait en l'absence de réflexion aux interfaces (seules les

perdes par absorption subsisteraient) par le coefficient de transmission τ_r qui existerait en l'absence d'absorption par le verre (seules les pertes par réflexion aux interfaces subsisteraient):

$$\tau = \tau_r \tau_a$$

$$\text{avec : } \tau_r = \frac{1-\rho}{1+\rho} \quad \text{et} \quad \tau_a = \exp\left(-k \frac{e}{\cos \gamma}\right) \quad (\text{I-40})$$

Où: k est le coefficient d'extinction et e l'épaisseur de lame, γ l'angle de réfraction.

On obtient les coefficients de réflexion ρ et d'absorption α en utilisant les deux relations approchées suivantes:

$$\alpha = 1 - \tau_a \quad (\text{I-41})$$

$$\rho = \tau_a(1 - \tau_r) = \tau_a - \tau \quad (\text{I-42})$$

b) Cas de deux lames :

Pour un double vitrage de même genre, figure (I-9). Les coefficients globaux (G) de transmission τ_{12} , de réflexion ρ_{12} et d'absorption α_{12} sont obtenus par :

$$\tau_{12} = \tau^2 / (1 - \rho^2) \quad (\text{I-43})$$

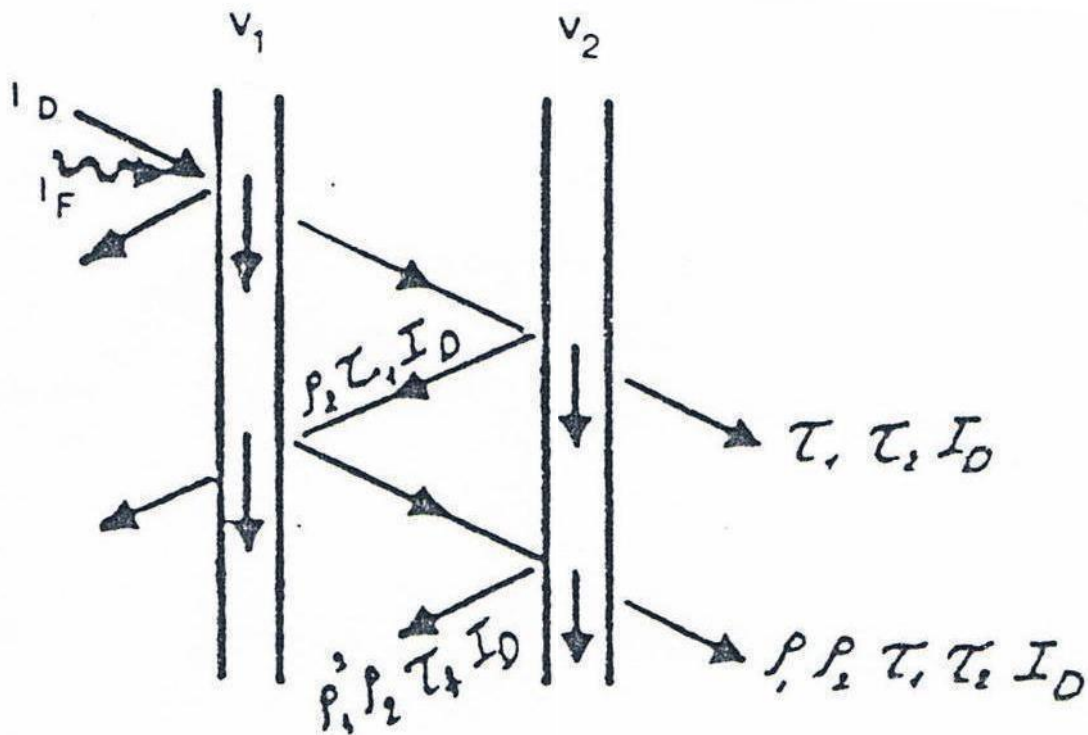
$$\alpha_{12} = \alpha_{1G} + \alpha_{2G} \quad (\text{I-44})$$

avec:

$$\alpha_{1G} = \alpha(1 + \rho\tau / (1 - \rho^2)) \quad (\text{I-45})$$

$$\alpha_{2G} = \alpha\tau / (1 - \rho^2) \quad (\text{I-46})$$

$$\rho_{12} = 1 + \alpha_{12} - \tau_{12} \quad (\text{I-47})$$



Fig(I-9) Transmission du rayonnement direct par un double vitrage.[20]

I-4-1-1 Transmission du rayonnement diffus :

En principe, le rayonnement diffus transmis est calculé en intégrant suivant les directions du rayonnement incident. La répartition angulaire d'un rayonnement diffus étant impossible à préciser, on se place dans l'hypothèse simplificatrice d'un rayonnement isotrope. Alors, au moyen d'un angle d'incidence équivalent, nous traitons la transmission du rayonnement diffus comme celle du rayonnement direct suivant cet angle.

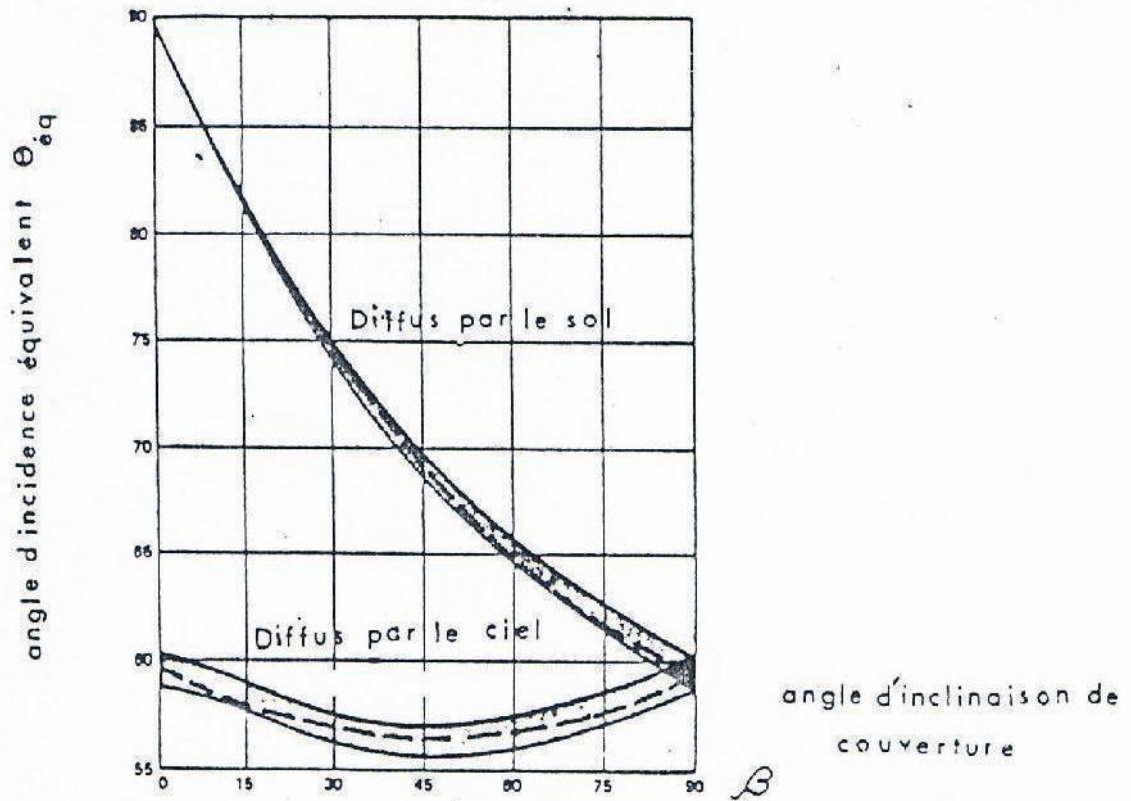
La détermination de cet angle équivalent peut être effectuée grâce aux travaux de Branddemuchl et Beckman [10] dont les résultats sont présentés sur la figure (I-10). Ces courbes permettent de définir cet angle en fonction de l'angle d'inclinaison de la surface pour les deux parties du rayonnement diffus. Ou bien, cet angle peut être calculé en utilisant les deux équations suivantes :

- Pour le rayonnement diffus par le sol :

$$\theta_{eq} = 90 - 0.5788 \beta + 0.001497 \beta^2 \quad (I-49)$$

- Pour le rayonnement diffus par le ciel :

$$\theta_{eq} = 59.68 - 0.1388 \beta + 0.001497 \beta^2 \quad (I-50)$$



Fig(I-10) Angle d'incidence équivalent θ_{eq} en fonction L'inclinaison β de la surface pour le rayonnement diffus en provenance du ciel et du sol. [20]

-Remarque :

Dans le cas d'une surface verticale $\beta = 90^\circ$, l'angle d'incidence équivalent est le même pour le rayonnement diffus en provenance du ciel et celui du sol $\theta_{eq} = 60^\circ$

II-1 Système passif :

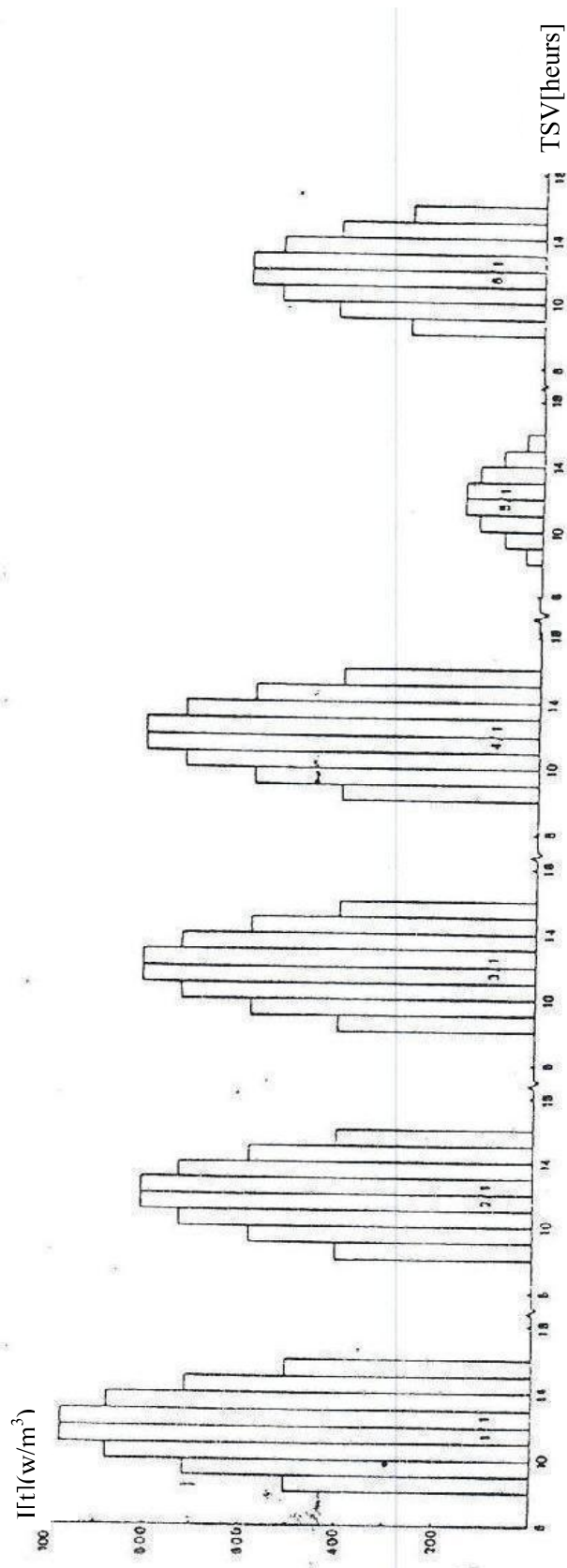
Introduction :

Dans ce chapitre, nous considérons le mur en béton poreux placé verticalement, protégé en face avant par un double vitrage et en face arrière par une isolation (configuration d'un mur de façade d'un habitat). Il est soumis à un ensoleillement variable, la charge ou la décharge de chaleur dans le mur est assurée par de l'air introduit en légère surpression entre le vitrage et le mur.

L'unité de captation fait partie maintenant du système: par exemple, un mur absorbant le rayonnement placé derrière un vitrage. La conversion du rayonnement transmis à travers le vitrage s'effectue par absorption et conduction dans le mur et éventuellement de plus, par convection due à une circulation de fluide (cas du mur Trombe ou d'un mur poreux). La liaison captation-stockage permet de réduire le coût d'installation et ne nécessite pas de surfaces annexes comme dans le système actif, c'est un des premiers intérêts de ce système.

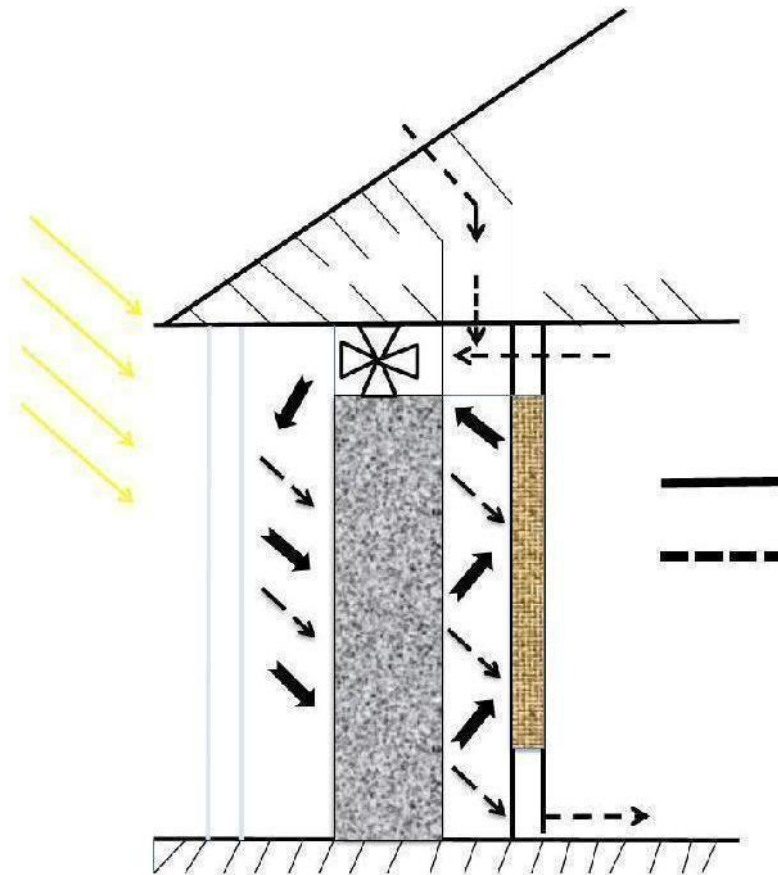
Aussi, pour ce type de fonctionnement, il paraît nécessaire d'évaluer précisément les quantités de chaleur stockée dans une simulation réelle d'ensoleillement. C'est dans ce cadre que le modèle de Liu et Jourdan est utilisé, associé à l'étude sur la transmission à travers des vitres.

Le profil d'évolution du rayonnement incident sur le mur utilisé est présenté par la figure(II-1).



Fig(II-1):La répartition du rayonnement global incident sur une surface verticale selon le modèle de Liu et Jordan (1er semaine de Janvier)

La circulation d'air s'effectue suivant un circuit fermé pendant la période de charge et ouvert pendant celle de décharge, figure (II-2)



Fig(II-2) : plan du système

La différence essentielle avec le chapitre précédent concerne la condition limite d'entrée. En effet, alors que précédemment la charge du mur s'effectuait avec de l'air qui véhicule cette chaleur à l'intérieur du mur.

Dans un premier temps, nous établissons, à partir du bilan thermique de chaque élément de l'ensemble, le système d'équations précis que régit son fonctionnement. Dans l'optique de l'étude de l'intégration de ce mur capteur-accumulateur dans l'habitat. Cette approche est beaucoup trop complexe pour nous permettre d'envisager des simulations de différentes configurations de charge et de décharge. Aussi, nous proposons des hypothèses simplificatrices en utilisant le modèle de Liu et Jordan pour l'ensoleillement et l'approche présenté avant pour sa transmission à travers le vitrage.

Les paramètres géométriques et thermophysiques du béton poreux ont été définis.

Notre travail consiste à l'utilisation d'un mur capteur-stockeur (mur Trombe) qui reste l'un des systèmes efficaces pour le chauffage des locaux. Les performances de ce mur dépendent de plusieurs paramètres, à savoir: sa nature, son épaisseur, présence ou non de

thermocirculation. Dans ce travail, nous étudions la modélisation de la convection naturelle en régime laminaire dans un local muni d'un mur Trombe ventilé pendant une journée type d'hiver.

II-2 Positionnement du problème :

Dans ce travail, nous étudions la convection naturelle en régime laminaire d'un écoulement d'air chauffé par un mur Trombe ventilé d'une journée type d'hiver, avec toutefois du soleil de 8 h 00 à 18 h 00 (figure II-1).

- Approximation :

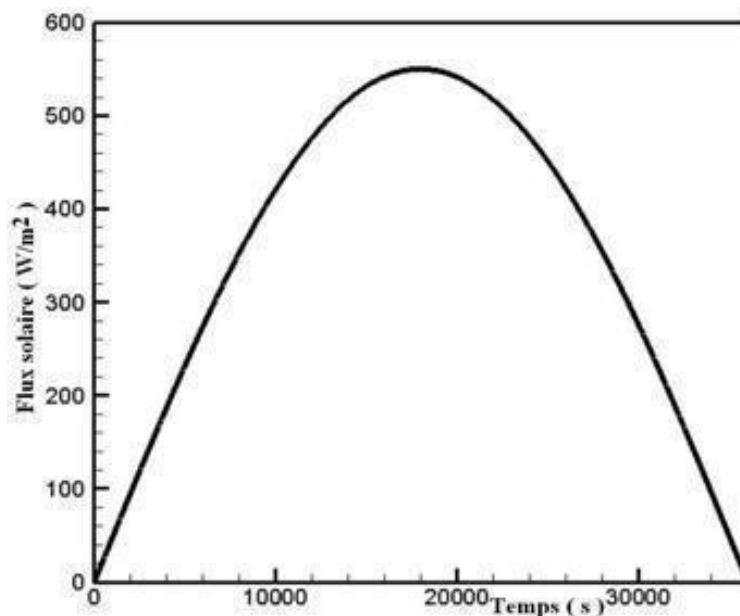
Nous pouvons considérer que le flux solaire ϕ (en W/m^2) arrivant sur la face extérieure du mur Trombe entre 8 h 00 et 18 h 00 à la valeur maximale 550 (W/m^2) à 13 h 00:

- Le local est inoccupé et seulement chauffé par le rayonnement solaire direct à travers le vitrage, de 8 h 00 à 18 h 00.

- Comment va évoluer pendant les 24 heures de fonctionnement du système, la température $T(t)$ de l'air à l'intérieur du local si cette température est initialement de $10\text{ }^\circ\text{C}$?

avec :

$$\phi(t) = 550 \cdot \sin(\pi/36000) \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (\text{II-1})$$



Fig(II-3): Flux solaire hivernal (mois de janvier).[28]

II-3 Modélisation :

Notre modèle sert à décrire:

- Le phénomène physique de la convection naturelle en régime laminaire dans un local chauffé par un mur Trombe ventilé.
- Le fonctionnement d'un système de chauffage passif par la technique d'un mur Trombe ventilé.
- Optimiser un système physique de chauffage passif par la technique d'un mur Trombe ventilé.

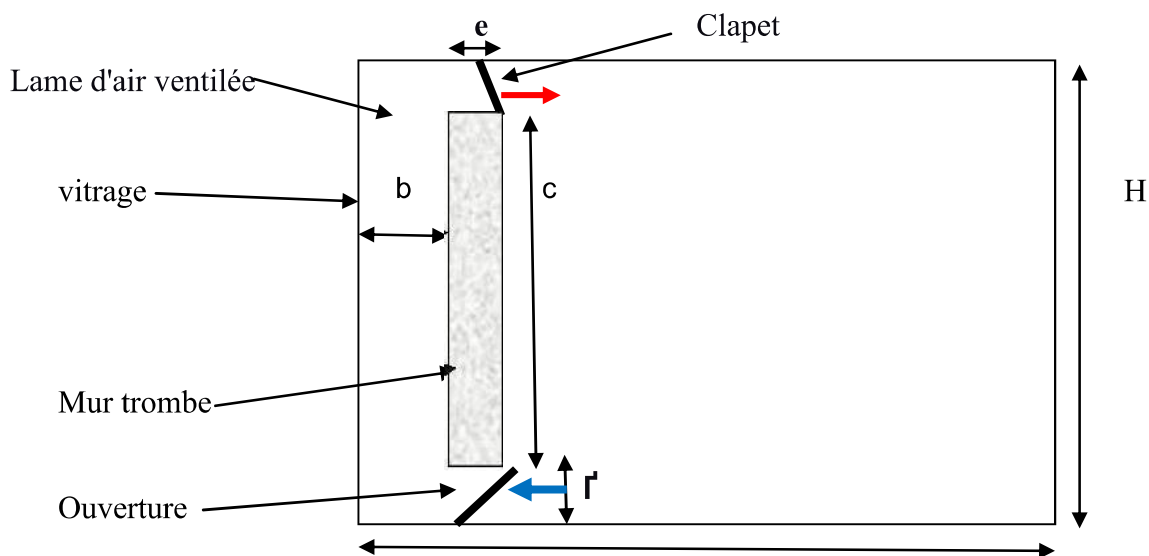
II-3-1 Principe de fonctionnement :

L'air au contact de ce mur s'échauffe (figure II-2), s'élève et pénètre dans le local à travers des orifices en partie haut du mur. L'air intérieur plus froid, est dégagé naturellement par les orifices inférieurs. Ce parcours est appelé 'thermocirculation'. Le chauffage du local est obtenu principalement par convection sur la face interne du mur qui restitue la chaleur stockée avec un certain déphasage, alors qu'un chauffage instantané est possible grâce à la 'thermocirculation'. Des clapets sont placés devant les orifices inférieurs pour éviter une circulation inverse la nuit [28].

II-3-2 Conditions théoriques :

- Orientation du local plein sud et en plein solaire (orientation optimale).
- Masse suffisante pour les murs et les dalles (inertie thermique).
- Isolation thermique des parois (pour éviter les pertes thermiques).
- Disponibilité des protections solaires naturelles ou artificielles (pour éviter la surchauffe).

- Modèle géométrique :



Fig(II-4) : Modèle géométrique du local étudié.

- Modèle mathématique :

Pour la formulation mathématique des équations régissant le mouvement d'air et le transfert de chaleur à l'intérieur du local, on adopte les hypothèses suivantes:

- L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidirectionnels (2D) et instationnaires,
- L'écoulement est laminaire compte tenu des dimensions et des faibles gradients de température rencontrés généralement en thermique du bâtiment.
- L'air est incompressible et Newtonien.
- Les propriétés thermo physiques de l'air sont indépendantes de la température, sauf pour la masse volumique de l'air dans le terme de poussée, où celle-ci varie linéairement en fonction de la température et est donnée par la relation suivante:

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II-2})$$

Compte tenu de ces hypothèses, les équations traduisant la conservation de masse (3), de la quantité de mouvement (4) et de l'énergie (5) peuvent s'écrire:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II-3})$$

$$\rho \left(\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_j}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) + F_i \quad (\text{II-4})$$

$$\rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \cdot C_p u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T_i}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II-5})$$

II-2-3 Conditions initiales et aux limites :

Initialement, on ne considère que la température de l'air à l'intérieur du local (figure III-3) est constante:

$$-T(x, y, 0) = 10 \text{ C}^\circ$$

$$-L'air \text{ est au repos (sans mouvement): } U = V = 0$$

$$-Sur \text{ les parois internes du local (condition de non glissement): } U = V = 0$$

$$-Au \text{ niveau de la surface gauche du mur Trombe, } x = b, \delta \leq y \leq (H - \delta)$$

$$\phi(b) = 550 \times \sin(\pi / 36000 \times t), \text{ avec : } 0 < t < 36000$$

$$-Verticale \text{ gauche (vitrage), } x = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

$$-Verticale \text{ droite (mur latéral à droite du local), } x = L, T = T_f$$

$$-Verticale \text{ droite (surface droite du mur Trombe),}$$

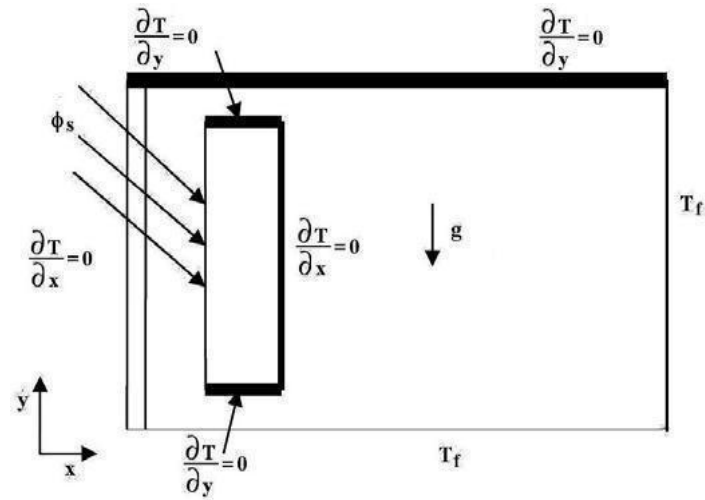
$$x = (b + e) \text{ et } \delta \leq y \leq (H - \delta), \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

-Horizontale haute (plafond), $y = H$, $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$

-Horizontale basse (sol), $y = 0$, $T = T_f$

-Horizontale haute du mur Trombe, $x = b$ et $y = (H-\delta)$, $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$

-Horizontale basse du mur Trombe, $x = b$ et $y = \delta$, $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$



Fig(II-5): Modèle physique étudié

-Conclusion :

Le système passif consiste à coupler le rayonnement transmis et son stockage à travers une conversion qui fait intervenir l'absorption, la conduction et la convection éventuelle. Ceci nécessite une connaissance précise du rayonnement incident et celle-ci nous est donnée par le modèle de Liu et Jordan.

L'énergie solaire est une alternative intéressante et avantageuse. Dans ce travail l'objectif est l'utilisation de cette énergie dans l'habitat. Dans ce système de chauffage, l'utilisation d'un mur capteur-stockeur de l'énergie solaire, reste l'un des systèmes les plus efficaces pour le chauffage passif des locaux. Il s'agit dans ce système d'étudier la convection naturelle en régime laminaire sur un mur trombe. Nous avons modélisé ce système en posant les équations de transfert de chaleur avec les conditions initiales et limites correspondantes. Nous souhaitons dans l'avenir faire sa simulation.

- Introduction :

Dans ce chapitre on étudie les apports de chaleur à un mur en béton poreux, ce dernier reçoit de l'énergie d'un insolateur solaire d'air chaud (système actif). Les transferts d'énergie dans ce cas dépendent des caractéristiques du milieu poreux dont sa porosité, les coefficients de transfert conductif et convectif.

Dans cette approche, on doit prendre compte en compte l'évolution journalière de la température de l'air caloporteur chaud, qui provient d'un insolateur solaire à air. Nous donnerons les résultats après une simulation (algorithme), sous forme de température du stockage de chaleur (mur poreux).

III-1 Système Actif :

Nous disposons d'un flux d'air chaud dont la température évolue pendant la journée et suivant les jours. Nous envisageons maintenant de stocker cette chaleur dans un accumulateur poreux qui peut constituer un mur pour l'habitat. Un coté est alimenté par l'air chaud, l'autre est en contact avec l'air intérieur (figure II-3).

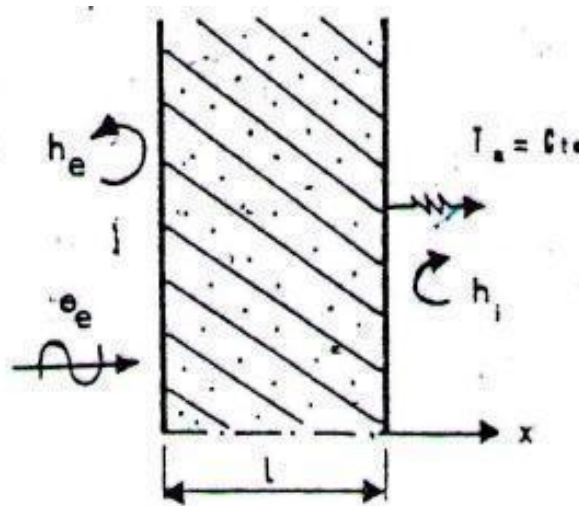


Fig (III-1) Schéma d'utilisation du mur poreux

Le mur poreux est constitué par un béton poreux composé uniquement de gravier, de ciment Portland à faible dosage et d'eau. Notons que compte tenu de sa mauvaise tenue mécanique il ne peut être utilisé qu'en remplissage d'une structure porteuse [18] Ce type d'accumulateur a déjà fait l'objet d'études expérimentales et théoriques [18,19,20]. Nous rappelons les phénomènes et définissons les paramètres essentiels pour notre application. La résolution des équations de transfert avec les conditions particulières de notre étude nous permet d'évaluer les grandeurs caractéristiques du système.

Dans ce système l'unité de production de chaleur (capteur) est séparée de l'application et le fluide caloporteur circule par convection forcée. Cela veut dire que la chaleur est captée dans une enceinte, puis, injectée dans le système par le fluide caloporteur. Le système actif peut être modulaire, c'est là son seul intérêt car il entraîne un surcoût et nécessite des surfaces disponibles importantes.

Un isolateur permet de produire un fluide chaud, (par exemple de l'air) c'est-à-dire de réaliser la conversion thermique du rayonnement solaire. Connaissant les caractéristiques de l'absorbeur et les paramètres du fluide caloporteur (essentiellement débit, température) il est possible, à partir du modèle de Liu et Jordan et des facteurs de transmission décrits précédemment, de réaliser une étude conduisant à la connaissance des profils journaliers et horaire des températures du fluide à la sortie de l'isolateur. De nombreuses études de ce type ont été réalisées mais se révèlent trop complexes et trop lourdes pour être intégrées dans notre programme de calcul.

Une première simplification consiste à utiliser une modélisation simple d'isolateur, telle celle de Hôtel, Wniller et Blise [14,15] en introduisant un flux solaire incident sous forme sinusoïdale [10,13].

$$I = I_m + \Delta I \cos w'' t \quad (\text{III-1})$$

Avec:

I_m : flux annuel moyen

ΔI :demi-amplitude annuelle

w'' : $2\pi/365$ en radians par jours

t : numéro du jour ($t=0$ au 21 Juin)

Notons que, le modèle de Liu et Jordan permet d'affiner une telle forme. Cependant, ne cherchant qu'une évaluation dans l'application du système actif, nous préférons utiliser une formulation très simplifiée, et puisque la captation est indépendante du stockage, nous nous sommes intéressés directement, à décrire comme certains auteurs [16,17], la température de l'air chaud sous une forme sinusoïdale, ce qui est tout à fait justifié par les résultats des deux précédentes méthodes.

$$\theta_e = \bar{\theta}_a + \Delta\theta_a \sin[w''(t_1 - \varphi)] \quad (\text{III-2})$$

$\bar{\theta}_a$: la température annuelle moyenne.

$\Delta\theta_a$: la demi-amplitude annuelle.

φ : le déphasage entre l'heure solaire vraie et l'heure locale.

w'' : $2\pi/24*3600$ en radians par seconde.

t_1 : le temps civil local compté à partir du 21 Juin en seconde.

Nous avons pris les valeurs suivantes [16,17] :

Période de jour de 6h à 20h :

$$\theta_e = 39 - 41 \sin A \quad \text{c}^\circ \quad (III-3)$$

Période de nuit de 20h à 6h :

$$\theta_a = 21^\circ\text{c}, \quad \Delta \theta_a = 7^\circ\text{c}, \quad \varphi = 2 \text{ heures}$$

Et l'équation (III-2) devient:

$$\theta_a = 21 - 7 \sin A \quad \text{c}^\circ \quad (III-4)$$

$$A = \pi - 2t_1/86400 - 1/6 \quad \text{en radians.}$$

Le profil de température obtenu à l'aide de (III-3) et (I-4) est illustré par la figure (III-4).

Le schéma suivant permet de préciser les deux méthodes (actif et passif).

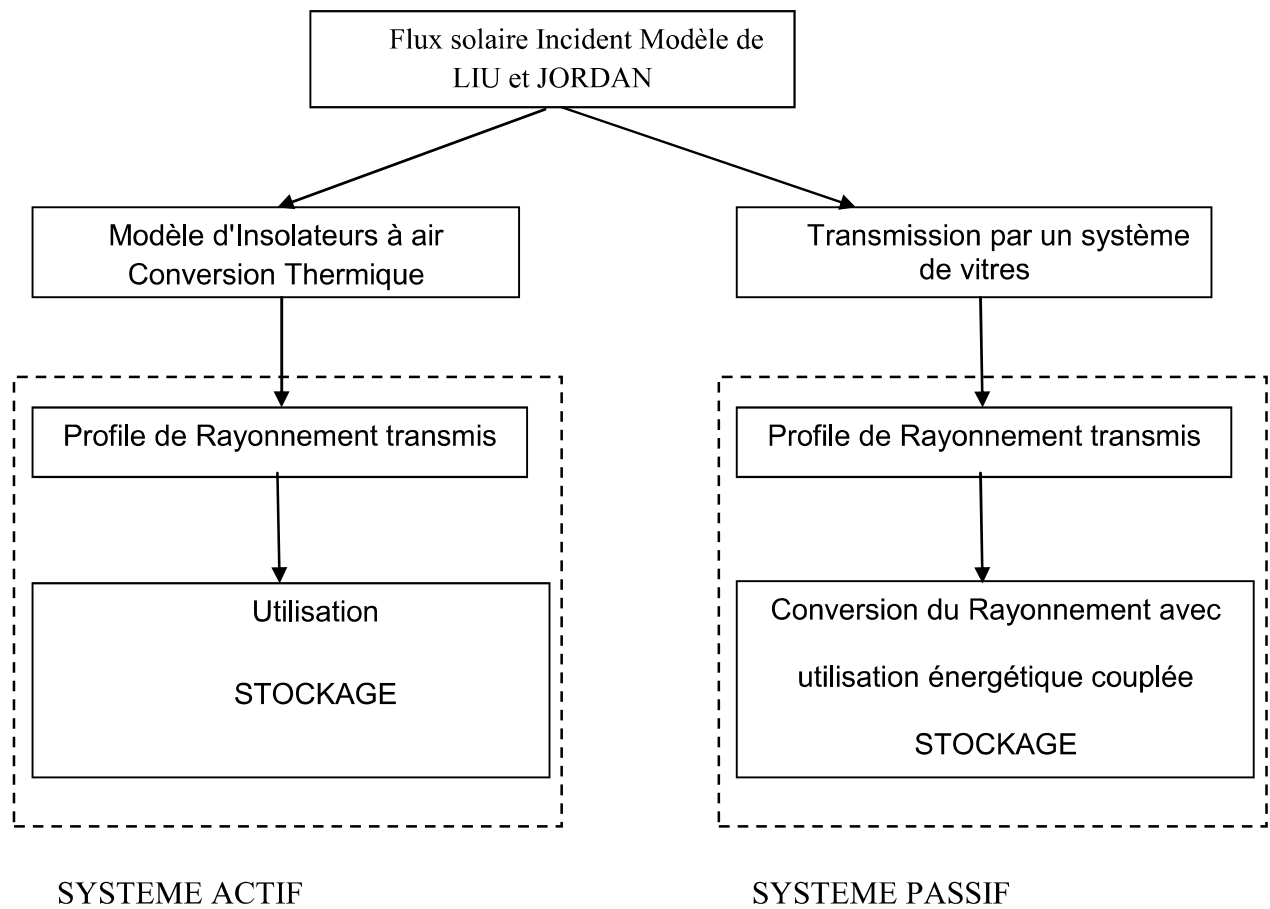


Fig (III-2) Comparaison entre les deux systèmes actif et passif.

III-3 Caractéristiques géométriques et thermophysiques du béton poreux :

III-3-1 Schématisation des phénomènes de transfert de chaleur dans les milieux poreux :

La figure (III-4) illustre les différents modes de transfert de chaleur dans un milieu poreux.

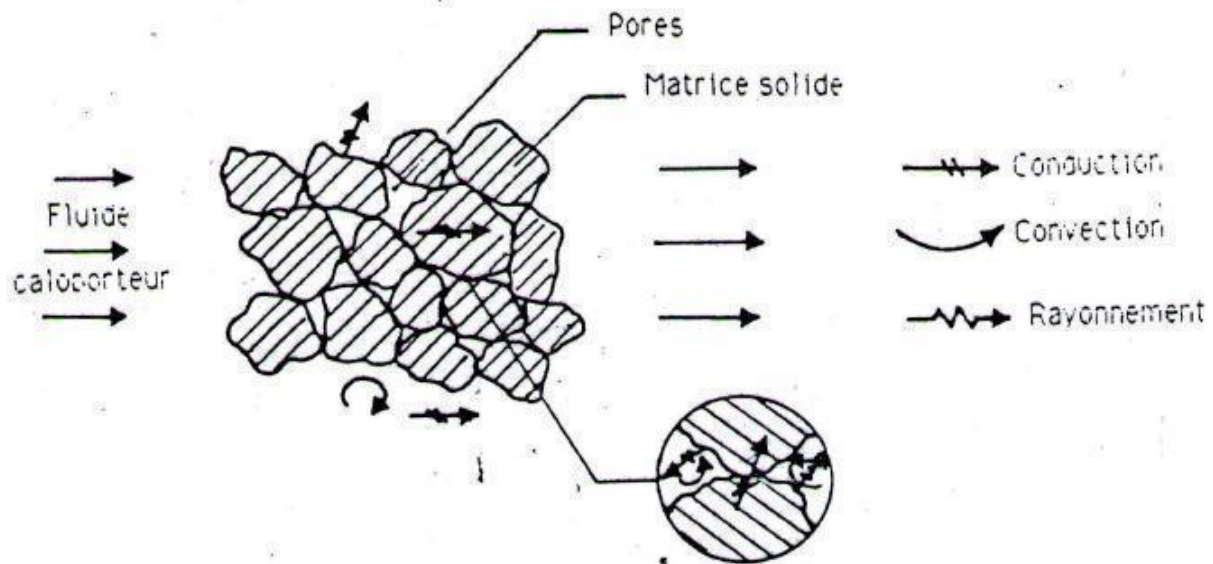


Fig (III-3): Schématisation de différent phénomène de transfert dans les milieux poreux

Ces différents mécanismes de transfert sont les suivants :

a. Conduction:

- dans les particules solides.
- dans le fluide situé dans l'espace intergranulaire.
- à travers la couche limite stagnante entourant les points de contact entre particules.
- à travers les zones de contact entre les particules.

b. Convection :

- naturelle dans le fluide.
- forcée entre le solide et le fluide.
- forcée due à l'écoulement moyen.

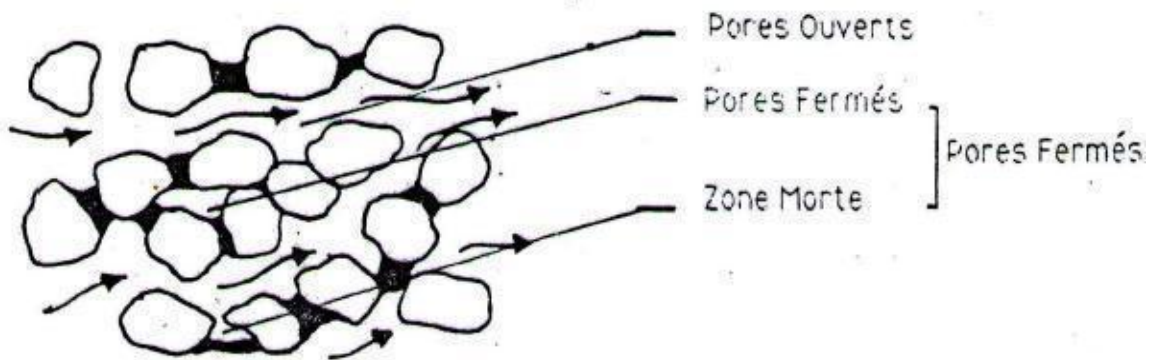
c. Rayonnement :

- entre les surfaces adjacentes appartenant à des particules différentes.
- entre les surfaces des particules qui peuvent se voir à une distance de plusieurs espaces vides.
- absorption du rayonnement par le fluide.

D'une manière générale, certaines mécaniques sont négligés par rapport aux autres selon le type d'utilisation envisagé. Pour une utilisation à basse température, nous négligeons les mécanismes de transfert par rayonnement devant les échanges convectifs et conductifs [21,22].

III-3-2 La porosité :

La présence du liant en modifiant la micro géométrie du milieu poreux affecte les coefficients d'échanges conductifs et convectifs. L'analyse du milieu montre la présence de deux types de pores, les uns ouverts (porosité ξ_0) où l'air peut circuler librement et participer à l'échange air-solide, les autres fermés (porosité ξ_f) ne participant pas à l'échange convectif, figure (III-5):



Fig(III-4): configuration des pores ouverts et fermés.

On définit la porosité totale par :

$$\xi_t = \xi_0 + \xi_f \tag{III-5}$$

Pour un milieu granulaire $\xi_f = 0$, dans le cas du béton poreux, la présence du liant, est créateur des pores fermés.

Le tableau (III-1) donne des ordres de grandeur de ces porosités pour des bétons poreux de compositions différentes [18].

Porosités	Composition					
	Gravier roulé de rivière 4 à 10 mm			Gravier concassé 4 à 6 mm		
	Masse du ciment / Masse de Gravier %					
ξ_f et ξ_0	10%	15%	20%	10%	15%	20%
ξ_t	0.42	0.32	0.28	0.28	0.23	

ξ_0	0.4	:	0.29	:	0.25	0.26	:	0.19	:
---------	-----	---	------	---	------	------	---	------	---

Tableau (III-1) : Ordre de grandeur des porosités ouverte et totale.

Pour notre étude, nous considérons un béton poreux fermé de gravier (roulé et concassé) 15% de ciment et d'eau; et nous retenons pour ξ_t et ξ_0 les valeurs respectives suivantes :

$$\xi_t = 0.25 \text{ et } \xi_0 = 0,22 .$$

III-3-3 Coefficient d'change superficiel convectif :

Dans un milieu poreux parcouru par un fluide, le terme traduisant l'échange de la chaleur entre les phases (solide-fluide) est le coefficient d'échange superficiel convectif h . A partir de l'analyse dimensionnelle [22], il a été établi une relation adimensionnelle afin de déterminer la valeur de h en fonction de différents paramètres thermophysique ($\mu_f, c_f, \rho_f, \lambda_f$), géométriques (ξ, d, FF) et des conditions d'écoulement (U_0). Cette relation s'écrit :

$$h = f(U_0, FF, d, \xi, \mu_f, c_f, \rho_f, \lambda_f) \quad (\text{III-6})$$

Ou sous la forme adimensionnelle.

$$N_u = f(R_e, P_r, \xi) \quad (\text{III-7})$$

Avec:

$$N_u = (h \cdot d \cdot FF / \lambda_f) \quad (\text{III-8})$$

$$P_r = (\mu_f \cdot c_f / \lambda_f) \quad (\text{III-9})$$

A l'aide des relations (III-7) et (III-8) on peut calculer la valeur du coefficient d'échange thermique superficiel.

Cette méthode nécessite la connaissance notamment des paramètres géométriques; facteur de forme, diamètre équivalent qui dans un milieu poreux avec liant sont inaccessibles, aussi différents auteurs introduisent un facteur A (taux de surface de contact solide-fluide) définit par :

$$A = (1 - \xi) / \tau \quad \text{avec} \quad \tau = V_p / S_p \quad (\text{III-10})$$

V_p, S_p représente respectivement le volume et la surface d'une particule.

$$FF = 4.8(V_p / S_p)^{2/3} \quad (\text{III-11})$$

et ils définissent un coefficient d'échange volumique Ah qui a l'avantage de ne pas faire apparaître explicitement les paramètres géométriques du milieu poreux.

En générale ce coefficient est grossièrement évalué par des considérations théoriques puis affiné par une méthode d'optimisation faisant intervenir des résultats expérimentaux et ceux d'une simulation numérique.

Ainsi dans le cas du béton poreux, Bruno [20] donne une évaluation de ce coefficient (600 W/m³ .k) en recalant les résultats du modèle théorique avec les résultats expérimentaux; alors que, BENLAMLIH [19], en appliquant une méthode due à Donnadiou [21] et en cherchant une solution du modèle théorique, adaptée aux résultats expérimentaux obtient une valeur très supérieure, de l'ordre de (5000 W/m³ .k).

III-4 Modélisation des transferts thermiques dans le béton poreux :

III-4-1 Equations générales macroscopiques des transferts thermiques dans les milieux poreux :

Dans l'approche macroscopique, le volume de référence est très petit devant les dimensions du milieu poreux mais assez grand pour contenir plusieurs particules de telle sorte que les propriétés physiques y sont définies par des valeurs moyennes.

A partir de l'équation qui traduit la conservation de l'énergie [23.24], les équations macroscopiques décrivant les transferts dans le milieu poreux peuvent s'écrire sous forme locale :

a) pour le fluide (θ) :

$$\rho_f^* \left(\frac{dH_f}{dt} \right) = \text{div} (\lambda_f \text{grad } \theta) + Ah (T - \theta) \quad (\text{III-12})$$

Où:

$\text{div} (\lambda_f \text{grad } \theta)$: représente l'énergie dissipée par conduction.

$Ah (T - \theta)$: Terme de Source qui traduit les échanges convectifs fluide-solide.

$\rho_f^* \left(\frac{dH_f}{dt} \right)$: représente la variation de l'enthalpie du fluide par unité de temps.

$$\xi \rho_f \left(\frac{dH_f}{dt} \right) = \xi \rho_f \left(C_f \cdot \frac{d\theta}{dt} \right) = \xi \rho_f [C_f \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} + U \text{grad} \theta \right)] \quad (\text{III-13})$$

Avec U vitesse du fluide à l'intérieur du milieu poreux $U = U_0/\xi$

b) pour le solide (T) :

$$\rho_s^* \left(\frac{dH_s}{dt} \right) = \text{div} (\lambda_s^* \text{grad } T) + Ah (\theta - T) \quad (\text{III-14})$$

Où:

$\text{div}(\lambda_s^* \text{grad } T)$: représente l'énergie dissipée par conduction.

$Ah(\theta - T)$: terme de source qui traduit les échanges convectifs solide-fluide.

$\rho_s^* \left(\frac{dH_s}{dt}\right)$: représente la variation de l'enthalpie du solide par unité de temps.

$$(1 - \xi) \rho_s \left(\frac{dH_s}{dt}\right) = \rho_s c_s (1 - \xi) \partial T / \partial t \quad (\text{III-15})$$

Avec $\rho_s^* c_s^* = (1 - \xi_t) \rho_s c_s$ [32]

Notons que dans ces équations, nous avons négligé les termes suivants:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{L'énergie dissipée par variation de pression, } (dP/dt). \\ \text{L'énergie dissipée par rayonnement, } (-\text{div } q_r). \\ \text{L'énergie cinétique dissipée en chaleur, } \phi = \mu (\partial U / \partial y)^2. \end{array} \right.$$

III-4-2 Hypothèses simplification et système d'équations dans le béton poreux:

Le modèle est soumis aux hypothèses suivantes :

- 1- Le problème est unidirectionnel. Le volume de référence est une tranche isotherme d'épaisseur Δx perpendiculaire à l'axe de l'écoulement.
- 2- Le milieu poreux est fixe et n'est le siège d'aucune réaction chimique (pas de production d'énergie) ou de phénomènes de transfert de masse entre le solide et l'air.
- 3- La variation de température de l'air en fonction du temps est négligeable par rapport à sa variation en fonction de l'abscisse (hypothèse admise par [21.18.19]).
- 4- La conduction de l'air est négligée devant le terme convectif.
- 5- Les effets de bords sont négligés ainsi que les pertes latérales thermiques (Parois adiabatique).

A partir de ces hypothèses les équations (III-12) et (III-14) décrivant le transfert au sein du béton poreux s'écrivent comme suit :

1. Pour l'air :

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = \left(\frac{Ah}{U_0 \xi_0 \rho_f c_f}\right)(T - \theta) \quad (\text{III-16})$$

2. pour le solide:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{Ah}{\rho_s(1-\xi_0)c_s}(\theta - T) + \frac{\rho_s(1-\xi_t)}{\rho_s(1-\xi_0)c_s} \partial^2 T / \partial x^2 \quad (\text{III-17})$$

III-4-3 Conditions aux limites et initiales :

A. conditions initiales:

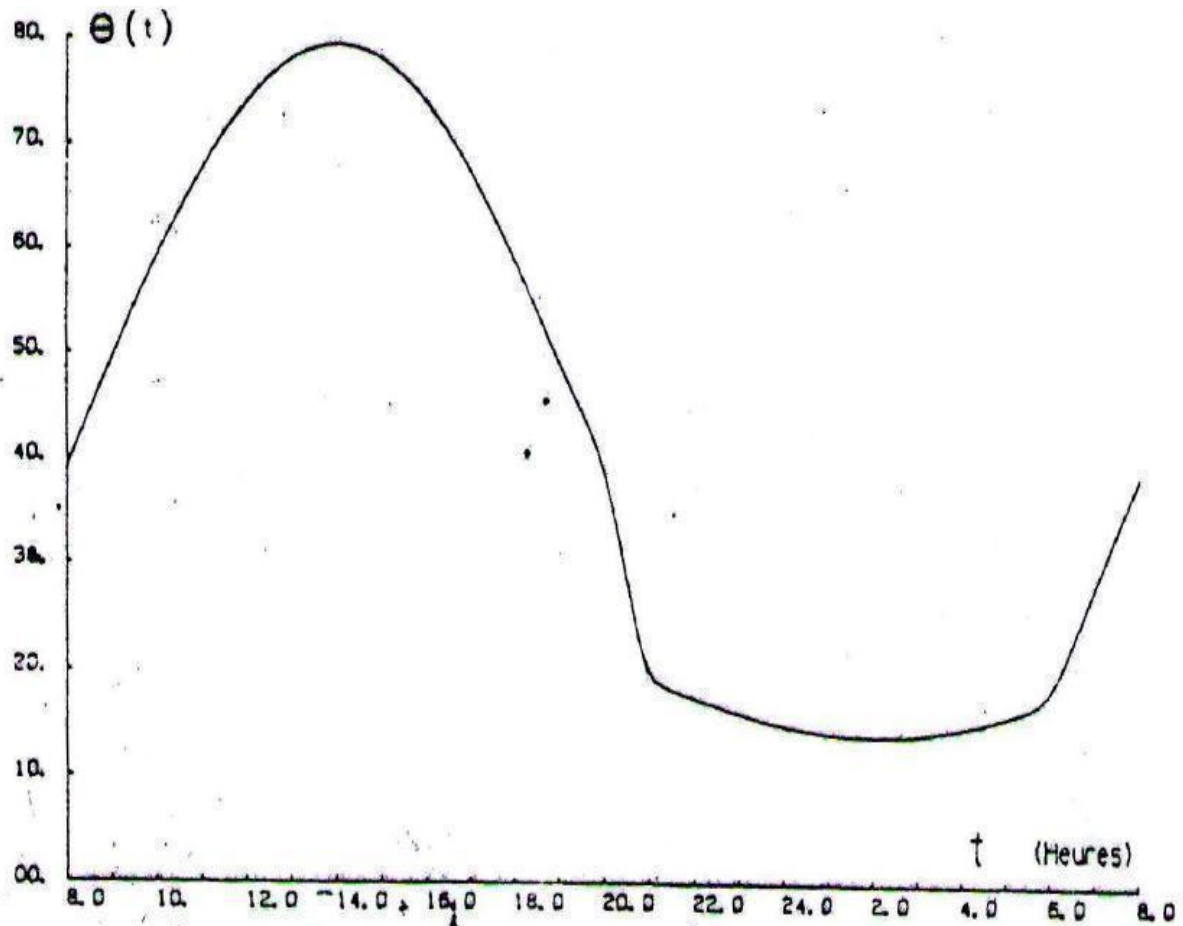
A l' instant initial, nous supposons que le solide a une température constante que nous appelons T_{s0} :

$$T(0, x) = T_{s0} = \text{cte} \quad (\text{III-18})$$

B. conditions aux frontières :

a) Pour l'air :

Une seule condition est nécessaire, celle correspondant à l'alimentation du béton poreux. Des insolateurs produisant de l'air chaud ont l'expression de la température a été précisée précédemment Un exemple de profil de température en fonction du temps est donné par la figure (III-4).



Fig(III-5): Evolution de la température d'air sortant des insolateurs à air -en fonction du temps.[20]

b) Pour le solide :

En considérant que l'équilibre thermique est immédiatement atteint, le gradient de température à l'entrée du lit est nul :

$$(\partial T / \partial x)_0 = 0 \quad (\text{III-19})$$

On peut aussi prendre en compte l'échange convectif air-solide caractérisé par le coefficient d'échange h_e et écrire une condition sous la forme :

$$-\lambda_s(1 - \xi_0) \frac{dT}{dx} \Big|_0 = h_e [\theta(t) - T(0, t)] \quad (\text{III-20})$$

L'extrémité du lit poreux. $L = 20$ cm est en contact direct avec l'air intérieur d'un habitat.

La condition limite fait intervenir un échange radiatif et convectif sous forme :

$$-\lambda_s(1 - \xi_0) \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_L = F \cdot \sigma \cdot \varepsilon \cdot [T^4(L, t) - T_a^4] + h_i [T(L, t) - T_a] \quad (\text{III-21})$$

Où :

F : facteur de forme de la surface

σ : constante de Stefan - Boltzmann

ε : émissivité de la surface

T_a : Température de l'air intérieur considérée constante

h_i : Coefficient d'échange convectif superficiel intérieur.

Afin d'améliorer la quantité de chaleur stockée, il est possible d'envisager une isolation entre l'extrémité du lit et l'air intérieur, (figure III-5). Alors, nous obtenons le même type de condition (III-21) où la température ambiante est remplacée par la température de l'isolant supposée égale à $\theta(L, t)$.

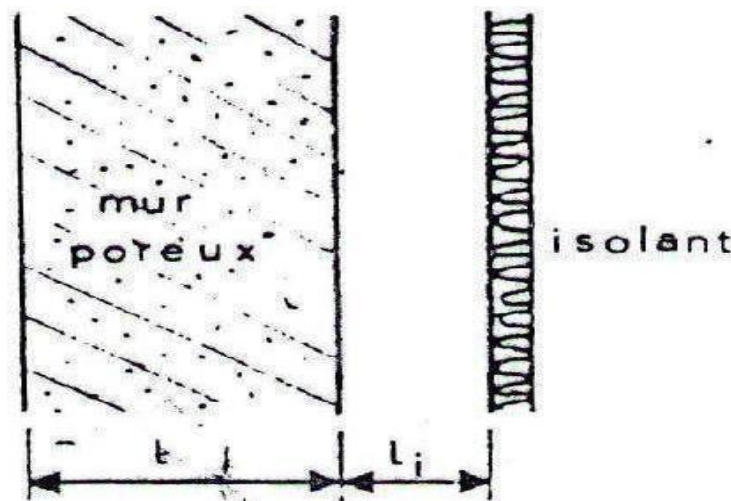


Fig (III-6) : le mur poreux avec l'isolant.

III-4-4 Formulation numérique:

Les problèmes de transfert thermique, faisant intervenir souvent des équations couplées avec des conditions aux limites non linéaires, nécessitent en général des approches numériques. Parmi celles-ci la méthode classique "aux différences finies" [25-26-27-12] qui consiste à remplacer les différentielles par des différences. Le domaine d'intégration est découpé en un réseau de mailles qui sont définies dans un système monodimensionnel par les pas Δx et Δt , figure (III-6), et à utiliser les développements en séries de Taylor pour approcher les valeurs des dérivées en un point ou dans son voisinage.

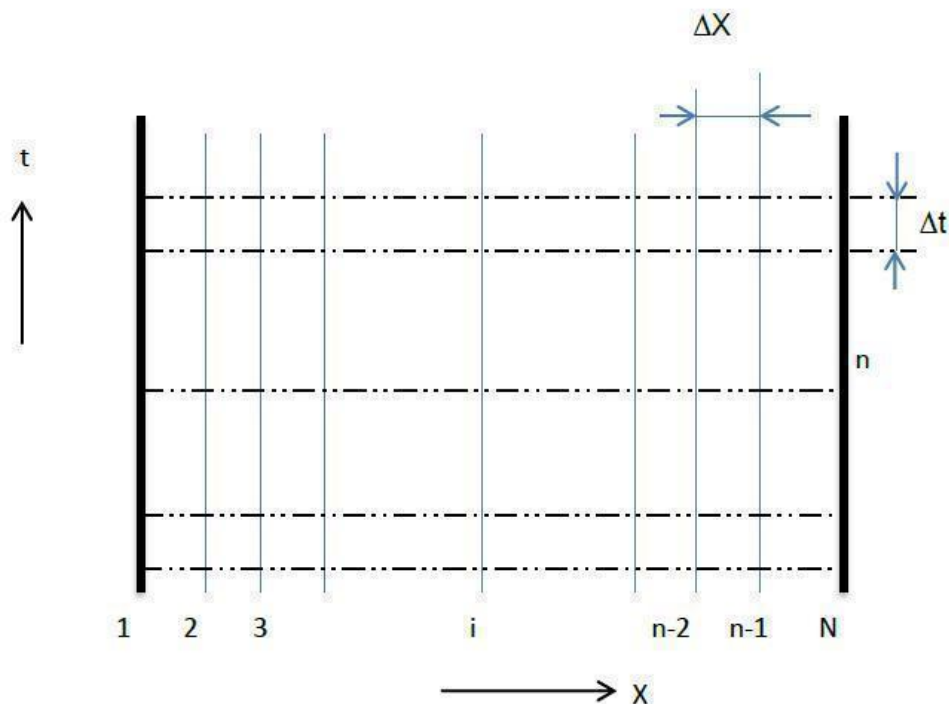


Fig. (III-7) : schéma du maillage.

Parmi les méthodes aux différences finies notre attention s'est portée sur la méthode de Crank- Nicholson dite semi-implicite pour l'équation du solide et sur une méthode explicite par différence arrière pour l'équation du fluide. La première a le double mérite d'être inconditionnellement stable car elle n'impose pas de restrictions sur les valeurs des pas de temps Δt et d'espace Δx , et de conduire aux erreurs de discrétisation plus faibles (de l'ordre de $(\Delta t)^2 + (\Delta x)$) tandis que la deuxième impose une condition de stabilité. En général et pour un cas unidimensionnel. Cette condition s'écrit sous la forme

$$F_0 = (a \Delta t / \Delta x^2) < \frac{1}{2} \quad (\text{III-22})$$

Où $a = \lambda / \rho C$

Représente la diffusivité thermique du matériau.

III-4-4-1 Discrétisation du système d'équations :

Méthode de discrétisation:

Explicite II-23 _ Crank-Nickolson (II – 24) et (II – 25)

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{\theta_i^n - \theta_{i-1}^n}{\Delta x} \quad (\text{II} - 23)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \quad (\text{II} - 24)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{2} \left[\frac{T_{i-1}^n - 2T_i^n + T_{i+1}^n}{\Delta x^2} + \frac{T_{i-1}^{n+1} - 2T_i^{n+1} + T_{i+1}^{n+1}}{\Delta x^2} \right] \quad (\text{II} - 25)$$

III-4-4-1-1 Dans le mur :

a) Pour le fluide :

En utilisant une relation aux différences finies du premier ordre du type "différences arrière". L'équation (II-16) s'écrit sous la forme suivante :

$$\theta_i^n = \frac{2 - \frac{Ah \Delta x}{u_0 \rho_f c_f}}{2 + \frac{Ah \Delta x}{u_0 \rho_f c_f}} \theta_{i-1}^n + \frac{\frac{Ah \Delta x}{u_0 \rho_f c_f}}{2 + \frac{Ah \Delta x}{u_0 \rho_f c_f}} (T_i^n + T_{i-1}^n) \quad (\text{III-26})$$

Où les indices i, n représentent respectivement l'abscisse et le temps dans le maillage considéré.

b) Pour le solide :

En Utilisant une représentation au niveau (n+1) et au niveau (n) dans le temps, et en prenant la moyenne arithmétique des deux expressions obtenues, il est possible d'évaluer chacun des termes $\partial^2 T / \partial x^2$, θ et T apparaissant dans l'équation (III-17)

$$D_1 T_i^{n+1} - D_2 T_{i-1}^{n+1} - D_2 T_{i+1}^{n+1} - 2 - D_1 T_i^n - D_2 T_{i+1}^n - D_2 T_{i-1}^n - D_3 \theta_i^{n+1} - \theta_i^n \quad (\text{III-27})$$

pour $2 \leq i \leq n-1$

avec:

$$D_1 = 1 + [Ah \Delta t / 2 \cdot \rho_s (1 - \xi_0) C_s \quad \lambda_s (1 - \xi_t) \cdot \Delta t / \rho_s (1 - \xi_0) C_s \Delta x^2]$$

$$D_2 = \lambda_s (1 - \xi_t) \cdot \Delta t / 2 \cdot \rho_s (1 - \xi_0) c_s \cdot \Delta x^2$$

$$D_3 = Ah \cdot \Delta t / 2 \cdot \rho_s (1 - \xi_0) C_s$$

III-4-4-1-2 Condition aux frontières :**a)-Pour l'air :**

Comme nous l'avons expliqué précédemment cette condition est simple puisque nous imposons une température de l'air constante à chaque instant à l'entrée du mur. Quant à la sortie, il suffit de vérifier le bilan thermique relatif à l'air.

b)-Pour le solide :

La dérivée spatiale de la condition d'entrée peut être exprimée à partir des 3 points $i=1, 2, 3$ en utilisant une approximation parabolique.

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_0 = \frac{-3 T_1^{n+1} + 4 T_2^{n+1} - T_3^{n+1}}{2 \Delta x} \quad (\text{III-28})$$

Dans le cas d'un gradient nul, la condition discrétisée s'écrit sous la forme :

$$1.5 T_1^{n+1} - 2 T_2^{n+1} + 0.5 T_3^{n+1} = 0 \quad (\text{III-29})$$

Tandis qu'en utilisant une condition d'entrée faisant apparaître un bilan conduction-convection on obtient :

$$3 T_1^{n+1} - 4 T_2^{n+1} + T_3^{n+1} = D_4 \theta e^{n+1} - D_4 T_0 \quad (\text{III-30})$$

$$\text{avec: } D_4 = 2 h_e \Delta x / \lambda s (1 - \xi_0)$$

De la même manière, le gradient de sortie s'écrit avec l'approximation parabolique

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_L = \frac{T_{N-2}^{n+1} - 4 T_{N-1}^{n+1} + 3 T_N^{n+1}}{2 \Delta x} \quad (\text{III-31})$$

Ce qui nous conduit à la relation suivante :

$$-0.5 T_{N-2}^{n+1} + 2 T_{N-1}^{n+1} - 1.5 T_N^{n+1} = D_5 (T_L - T_a)^n + D_6 (T_L - T_a)^n \quad (\text{III-32})$$

avec :

$$D_5 = h_i \Delta x / \lambda s (1 - \xi_0)$$

$$D_6 = F. \delta. \Delta x / \lambda s (1 - \xi_0)$$

Dans le cas d'une isolation de la face de sortie, la température T_a sera remplacée par θ_L .

III-4-4-2 Choix des pas de temps et d'espace :

La précision de la méthode numérique est théoriquement d'autant plus grande que le pas de discrétisation est petit. Cependant, ceci doit être analysé parallèlement à l'augmentation du temps de calcul : il faut donc trouver un compromis entre le pas de discrétisation et la précision des résultats obtenus.

La méthode de Crank-Nicholson utilisé dans le cas du solide ne pose aucune condition, l'étude de stabilité est portée sur l'équation du fluide. La stabilité est assurée si tous les coefficients sont positifs, ce qui pour l'équation (III-29) nous impose une condition sur le premier terme du seconde membre :

$$\Delta x < 2u_0 \rho_f c_f / Ah \quad (III-33)$$

La valeur choisie pour le pas de temps est de 60 s tandis celle retenue pour le pas d'espace est de 1 cm

III-4-4-3 Algorithme du calcul :

L'équation du solide (III-30) se met sous forme matriciel :

$$[A] [T]^{n+1} = [B] [T]^n + [C] \quad (III-34)$$

Les matrices [A] et [B] sont des matrices carrées constantes. La matrice [C] est une matrice colonne. La température du solide à l'instant (n+1) est déterminée à partir de (III-32) en multipliant le second membre par la matrice inverse $[A]^{-1}$:

$$[T]^{n+1} = [A]^{-1} [B] [T]^n + [A]^{-1} [C] \quad (III-35)$$

Le calcul de cette opération nécessite la connaissance de la température du fluide à l'instant (n+1) qui intervient dans la matrice colonne [c] :

$$[C] = D_3 [\theta_i^{n+1} + \theta_i^n] \text{ pour } 2 \leq i \leq N-1 \quad (III-36)$$

N'ayant que les valeurs de température de l'air au temps n déterminées à l'aide de l'équation (II-28) nous sommes amenés à utiliser une méthode itérative afin de pouvoir déterminer la valeur θ_i^{n+1} nécessaire pour le déroulement du calcul. Dans un premier temps, nous posons :

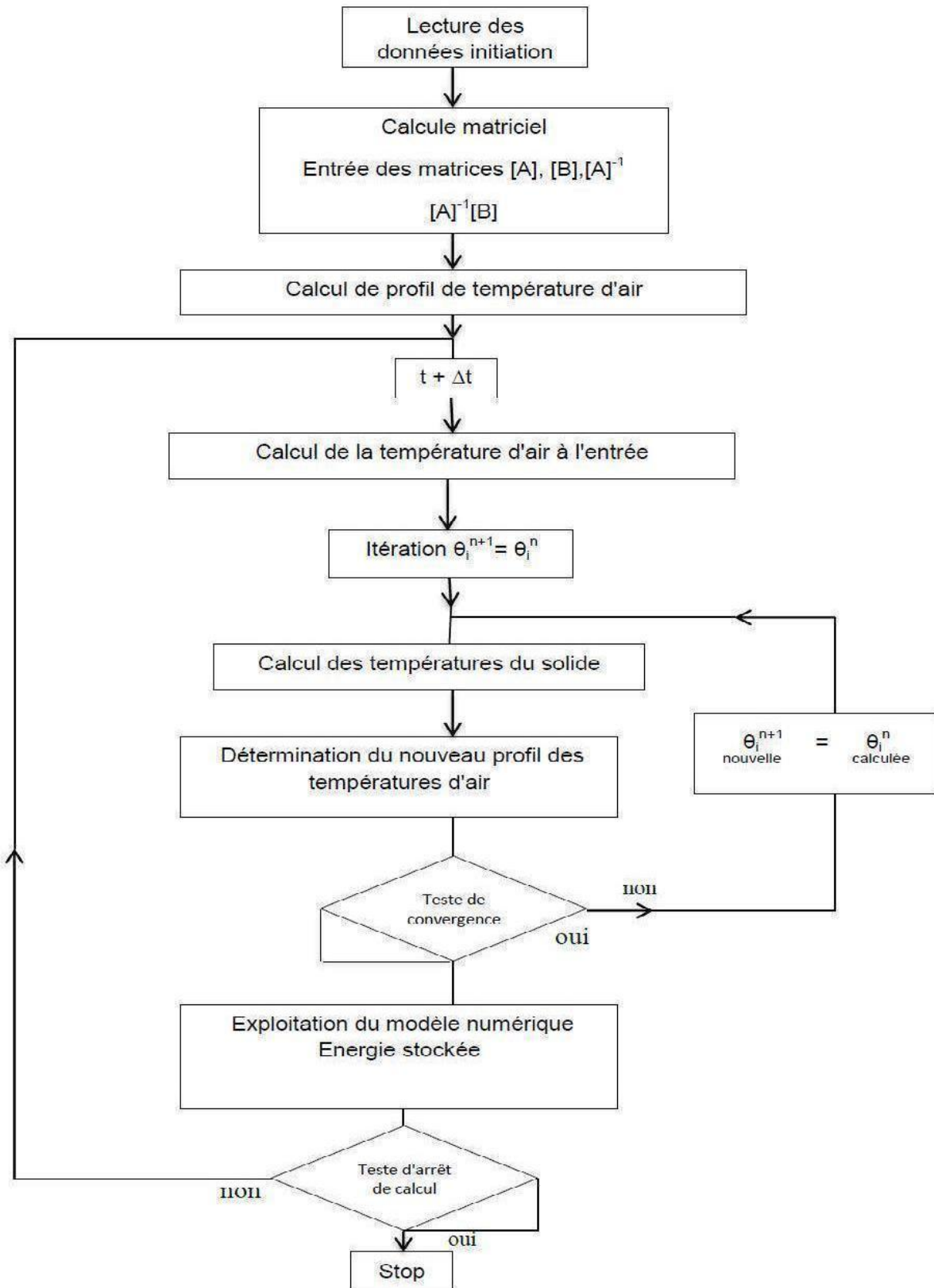
$$\theta_i^{n+1} = \theta_i^n \quad (III-37)$$

Puis, nous déterminons les valeurs des températures du solide en utilisant la relation (III-32), ensuite nous pouvons calculer une nouvelle valeur de θ_i^{n+1} à l'aide de (III-23), Si le test de convergence (III-35) n'est pas vérifié une nouvelle itération est effectuée.

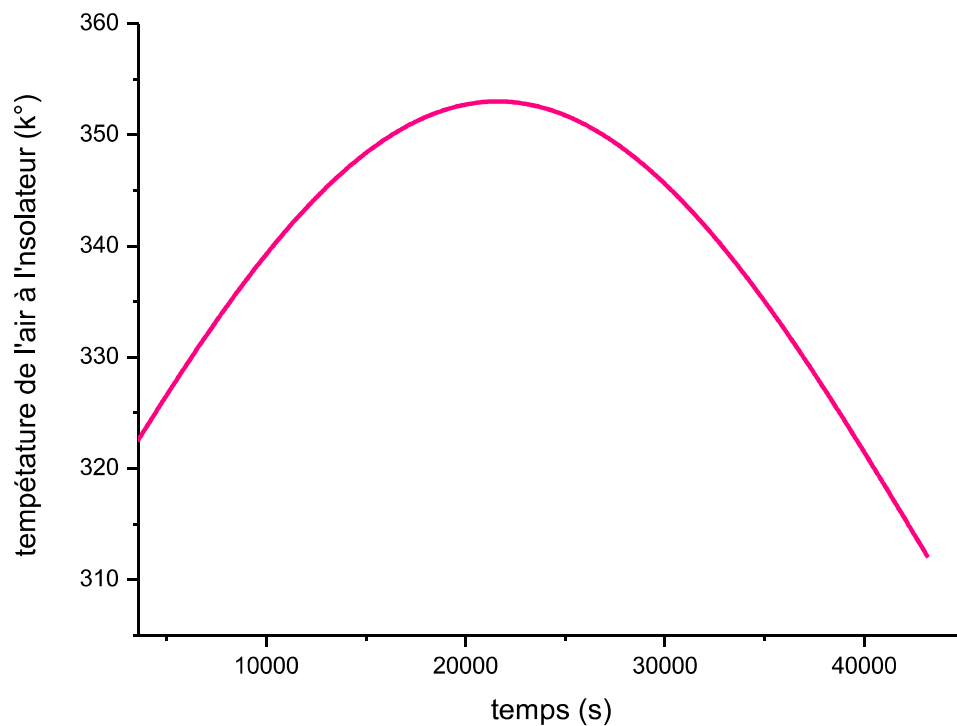
$$\theta_i^{n+1} \text{ nouvelle} - \theta_i^{n+1} \text{ ancienne} < \varepsilon \quad (III-38)$$

où ε représente une valeur infiniment petite (de l'ordre de 10^{-3})

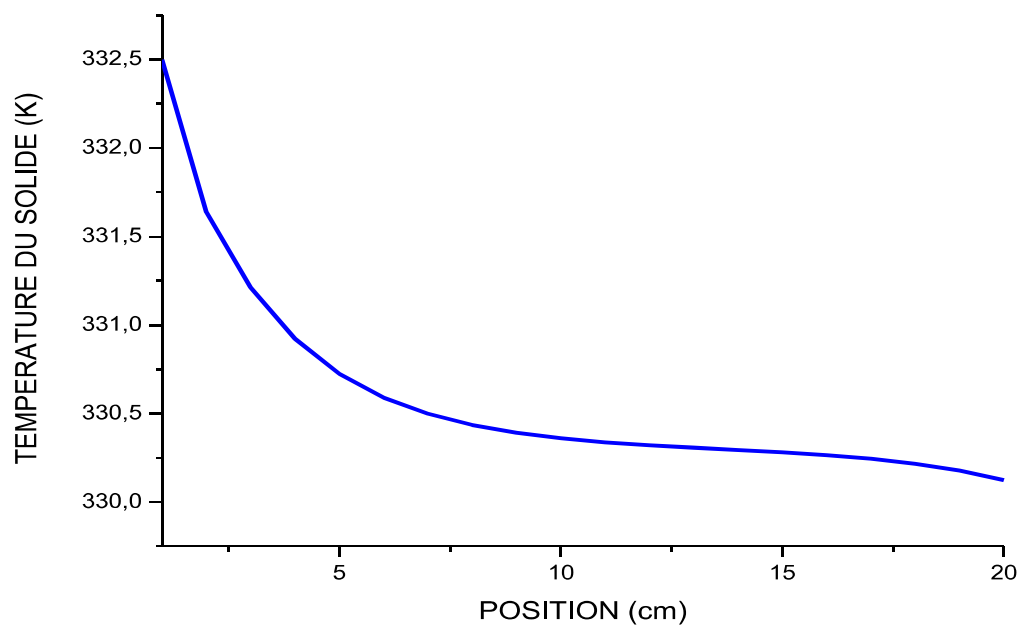
L'algorithme de calcul est représenté, par l'organigramme de la figure (III-7).



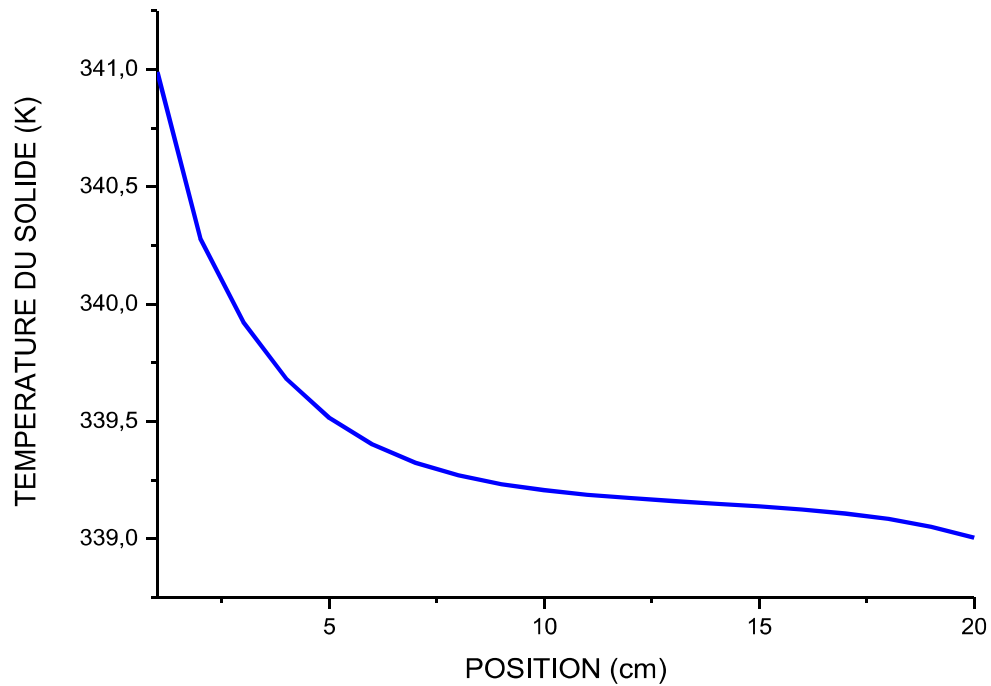
Fig(III-8) Organigramme du mur accumulateur en béton poreux accumulateur de chaleur du gradient nul.

III-4-4-4 Résultats et discussions :

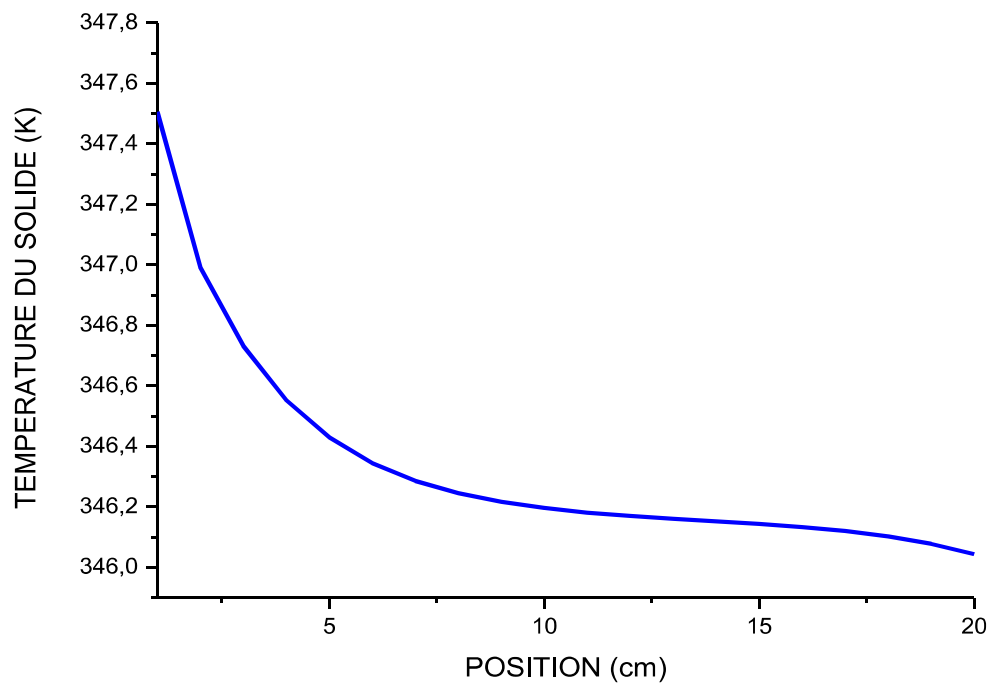
Fig(III-9) Evolution température de l'air à la sortie de l'insolateur solaire à $V=10\text{cm/s}$ et $Ah=2000\text{wm}^{-3}\text{k}$



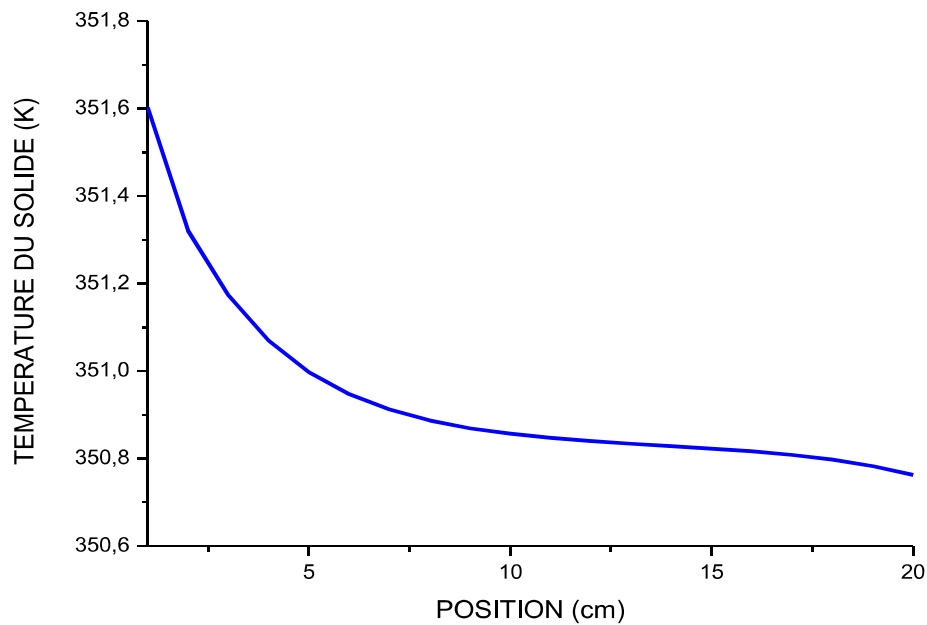
Fig(III-10) Evolution de la température du mur poreux en fonction de la position après deux (02) heures, avec $Ah=2000\text{wm}^{-3}\text{k}$ et une vitesse de 10cm/s



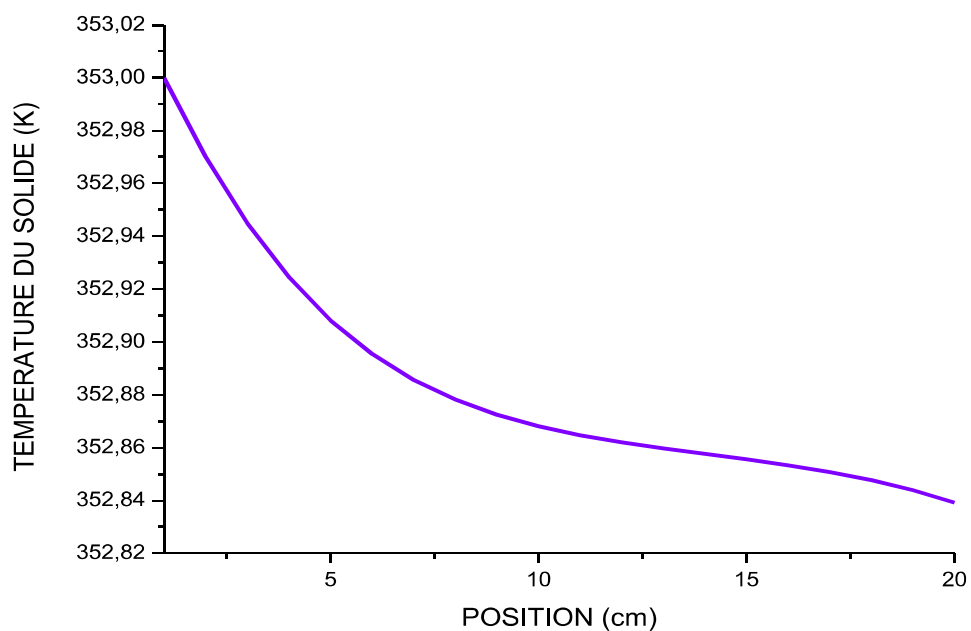
Fig(III-11) Evolution de la température du mur poreux en fonction de la position après trois (03) heures, avec $Ah=2000 \text{ wm}^{-3}\text{k}$ et une vitesse de 10 cm/s



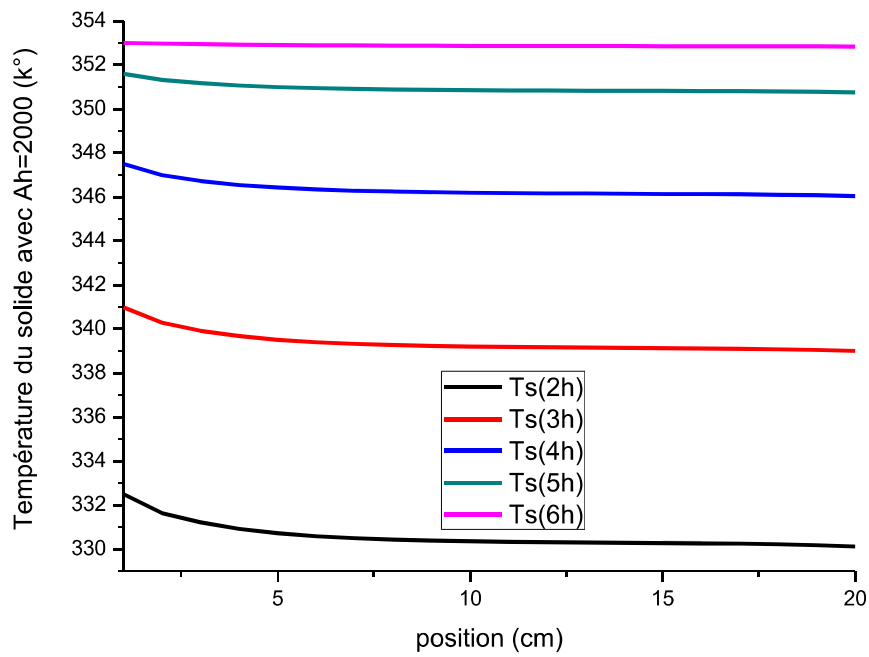
Fig(III-12) Evolution de la température du mur poreux en fonction de la position après quatre (04) heures, avec $Ah=2000 \text{ wm}^{-3}\text{k}$ et une vitesse de 10 cm/s.



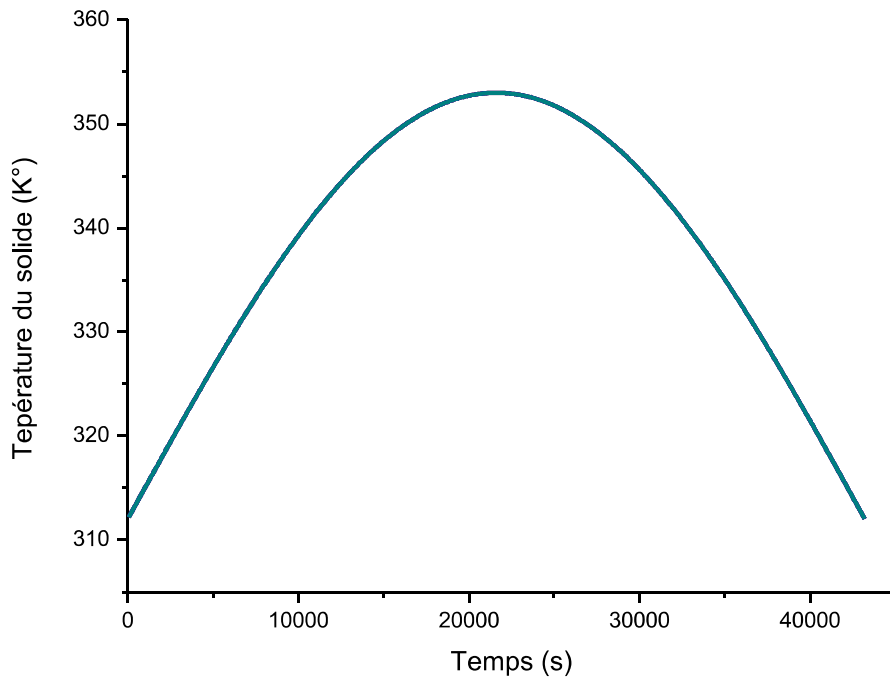
Fig(III-13) Evolution de la température du mur poreux en fonction de la position après cinq (05) heures, avec $Ah=2000 \text{ w m}^{-3}\text{k}$ et une vitesse de 10 cm/s



Fig(III-14) Evolution de la température du mur poreux en fonction de la position après cinq (06) heures, avec $Ah=2000 \text{ w m}^{-3}\text{k}$ et une vitesse de 10 cm/s



fig(III-15) Evolution de la température du béton poreux en fonction du temps par des instants différents.



Fig(III-16) Evolution de la température du solide en fonction du temps à l'entrée du milieu poreux.

-Discussions des courbes:

Considérons un écoulement d'air à vitesse constante (10cm/s) et un coefficient d'échange volumétrique $Ah=2000 \text{ w/m}^3\text{k}$. En introduisant dans le modèle numérique un profil de température d'air évoluant au cours de la journée (fig III-9) et figure II-16 montre les températures du solide c'est -à-dire du milieu poreux suivant les conditions limites d'entrée et de sortie.

Les figures III-10, III-11, III-12, III-13 et III-14 représentent chacune, l'évolution de la température en fonction de la position dans le mur poreux, dans différents instants de la journée, à savoir 2h, 3h, 4h, 5h et 6h, on observe une diminution de la température et de chaleur stockée au fur et à mesure qu'on avance dans la position du stockage.

La figure III-15 présente une évolution des températures suivant la profondeur du stock, avec le paramètre temps. Ces profils ont déjà été obtenus expérimentalement par d'autres auteurs. On remarque un stockage de la chaleur qui diminue de la rentrée du stock à la sortie, quand le temps augmente, la chaleur stockée est plus élevée.

-Conclusion :

Le modèle de rayonnement solaire de Liu et Jordan permet d'obtenir une répartition journalière et horaire réaliste pour des simulations d'utilisation, pour la conversion thermique et le stockage de la chaleur. La connaissance du facteur de transmission pour un système de vitres permet alors d'établir le flux du rayonnement réellement utilisable dans une conversion.

Dans le système actif développé la séparation de production d'air chaud (insolateur) du système de stockage nous permet dans notre étude d'utiliser directement un profil variable de température d'air chaud provenant d'un insolateur solaire.

Après avoir posé les équations de transfert de chaleur dans le milieu poreux et dans l'air, nous avons élaboré un modèle numérique et proposé un algorithme de calcul. A l'aide de ce dernier nous avons représenté les résultats de l'énergie stockée dans le mur poreux sous forme de température.

Conclusion générale

Le mur poreux capteur-accumulateur peut être intégré en façade d'un habitat et constituer un système efficace de captation, de transformation d'énergie solaire et de stockage de chaleur pour un chauffage nocturne de cet habitat.

En utilisant une vitesse d'air constante, on montre qu'un équilibre d'air extérieur et d'air intérieur incident sur le mur, chargé permet, avec une régulation du recyclage, de suivre par des apports thermiques la demande de la cellule d'habitat pendant la quasi-totalité de la période nocturne et ce dans des conditions de confort thermique acceptable.

Nous avons simulé les transferts thermiques dans le béton poreux (utilisation active) avec une condition variable sur la température d'entrée de l'air (cas d'une alimentation à partir d'insolateurs).

En utilisation passive, le mur placé en façade d'un habitat est soumis au rayonnement solaire dont l'évolution est déterminée à partir des courbes de LUI et JORDAN. La température de l'air entrant dans le mur suit l'évolution du rayonnement, le transfert de celui-ci à l'air s'effectuant par absorption et convection.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 1- ATWATER M.A and BALL J.T.
"A numerical solar radiation model based on standard meteorological observations"
Solar Energy (1978), 21, pp:163-170.
- 2- DAVIESE J.A and MC KAY DC.
"Estimating solar irradiance and components"
Solar Energy (1982),29, pp : 55-64.
- 3- HOTTEL H.C
"A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation
Trough Clear Sky"
Solar Energy (1976),18, pp : 129-134.
- 4- BERNARD R, MENGUY G. et SCHWARTS M.
"Le rayonnement solaire –Conversion Thermique et Application"
Technique et documentation, Paris (1980).
- 5- KLEIN J A.
"A design procedure for solar heating system"
Ph.D Thesis University of Wisconsin-Madison (1976)
- 6- BOURDEAU M.
"Installation solaire de chauffage et de production d'eau chaude sanitaire avec
stockage saisonnier par pompe à chaleur chimique".
R.G.th(1982),246-247, pp : 501-508.
- 7- LIU B.Y.H and JORDAN R.C
"A rational procedure for predicting the long-term average performance of
flat- Plate solar energy collector".
Solar Energy (1963),7 (21) , pp : 53-74.
- 8- LIU B.Y.H and JORDAN R.C
"The interrelationship and characteristic distribution of direct diffuse and total
solar radiation".
Solar Energy (1960) , 4 (3) , pp : 1-19.
- 9- HUGET R.G and HOLLANDS K.G.T.
"A probability density function for K_T with applications to utilizability"
Proc of ISES in Briton England (1981) , PP :2424-2433.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 10- DUFFIE J.A and BECKMAN W.A.
"Solar Engineering of Thermal processes".
John Wiley and Sons Inc – New York (1980).
- 11- COLLARES – PERERA M and RABEL A.
"The average distribution of solar radiation – correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values".
Solar Energy (1979), 22, pp 155-164.
- 12- KLEIN J.A
"Calculation of monthly average insolation on tiled surfaces".
Solar Energy (1977), 9, pp : 325-329.
- 13- RABL A and MATZ R:
"Solar ponds for space heating".
Solar Energy (1975), 17, pp : 1-12.
- 14- HOTTEL H.C and WHILLIER A.
"Evaluation of flat-plate solar- collector performance proceeding of the conference on the use of solar energy ".
Univ of Queensland (1955), 2, pp : 74-104.
- 15- BLISS PW Jr.
"The derivation of several plate – efficiency factors useful in the design of flat- plate solar heat collectors".
Solar Energy (1959), 3(4), pp : 55-64.
- 16- GONZALEZ I.
"Contribution à l'étude d'un bassin solaire"
Thèse 3^{ème} cycle Perpignan (1981).
- 17- HAMED A
"séchage d'un matériau poreux humide par convection forcée d'air chaud couplage entre les équations de transfert dans les matériaux et celles de la couche limite Application au séchage solaire du bois ".
Thèse Docteur-Ingénieur – Perpignan (1985).
- 18- MAKHLOUF M.
"Contribution à la caractérisation d'un béton poreux en vue du stockage Actif de la chaleur dans l'habitat".
Thèse de 3^{ème} cycle - Perpignan (1986).

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

19- BENLAMLIH R.

"Caractérisation de milieux poreux en vue du stockage actif de la chaleur dans l'habitat – Milieu utilisant un matériau à changement de phase – Milieu alvéolaire hygroscopique sous forme d'un béton poreux, application a un mur associant les deux milieux "

Thèse docteur spécialisé - Perpignan (1986).

20- BRUNO J.P.

"Optimisation des caractéristiques d'un mur poreux en vue du stockage et de la restitution de l'énergie solaire".

Thèse Docteur-Ingénieur –Paris VII (1982).

21- DONNADIEU G.

"Transmission de la chaleur dans les milieux granulaires. Etude du lit fixe et du lit fluidisé ".

Thèse Docteur-Ingénieur – Université de Paris (1960).

22- COMOLET R.

"Mécanique expérimentale des fluides "

Edition Masson,(1976), Paris.

23- SACADURA J. F

"Initiation aux transferts thermiques" technique et documentation Paris (1978)

24- KREITH F

"Transmission de la chaleur et Thermodynamique"

Edition Masson, Paris (1978)

25- CROFT D. R .and GRIFFITHE D. F

"Heath Transfer calculassions usine finité différence équation "

Appliedscience Publisher. LTD – LONDON (1977)

26- MITCHELL A.R and GRIFFITHE D. F

"The finet différence méthode in partial différence équation"

John wiley and sons (1980)

27- FLOYD W

"rapid calculation of temperature in a regenerative heat exchanger having arbiter initial solid and entering fluid temperatures"

Int J. HAAT MASS TRANSFER (1967),10 ,PP149.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 28- S.A.M. Burek and A. Habeb, "Air Flow and Thermal Efficiency Characteristics in Solar Chimneys and Trombe Wall"
Vol.40,39mN°2,pp.128-135,2007.

Résumé :

Nous avons étudié dans ce travail les transferts de chaleur dans un mur poreux en béton et dans l'air pour le chauffage de l'habitat. Nous avons modélisé le système par les équations correspondantes et les conditions limites et initiales dans les deux systèmes actif et passif

Nous avons fait une simulation numérique dans le cas du système actif en établissant un algorithme et un programme fortran puis nous avons représenté les résultats obtenus.

Les mots clés: Mur poreux, rayonnement solaire, chauffage, système actif, système passif

ملخص

من أجل تدفئة مسكن قمنا بدراسة الانتقالات الحرارية في جدار مسامي من الخرسانة المسلحة وفي الهواء. كما قمنا بتصميم هذا النظام من خلال العلاقات الموافقة وكذا الشروط الابتدائية والحدية وهذا في النظامين المكثف والتلقائي.

وفي الأخير كانت لدينا محاكاة رياضية في حالة النظام المكثف, ومع تأسيسنا لبرنامج بلغة الفورتران قمنا بعرض النتائج المتحصل عليها.

الكلمات المفتاحية: تدفئة, جدار مسامي, انتقال حراري, محاكاة رياضية.

Abstract

This study discusses the thermal transfer inside a porous wall made up of armed concrete and air, for the sake of warming up a house. The system was adapted according to the appropriate interrelations and the initial and limitative conditions in the two systems: active and passive. Then, a mathematical simulation was conducted in the active system, through preparing an algorithm in the FORTRAN program. At last, the obtained results were presented.

Keywords: heat, porous wall, warming, mathematical simulation.