

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique et Énergies renouvelables

Thème

**Etude théorique et expérimentale d'un mur capteur type
TROMBE**

Présenté par : - GUEMARI Elhadi

- Ghendir mabrouk youcef

Devant le jury composé de :

BERKANE Houda Président

BOUSBIA Salah Saif Eddine Examineur

MANSOURI khaled Encadreur

2016-2017

REMERCIEMENTS

Nous tenons à remercier tout premièrement Dieu le tout puissant pour la volonté, la santé et la patience, qu'il nous a donné durant toutes ces longues années.

*Ainsi, nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre encadreur **Ms. MANSOURI khaled et FERDJANI Taha** pour avoir d'abord proposée ce thème, pour suivi continuel tout le long de la réalisation de ce mémoire et qui n'a pas cessée de nous donner ses conseils.*

Nous tenons à remercier vivement toutes personnes qui nous ont aidé à élaborer et réaliser ce mémoire, ainsi à tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin à accomplir ce travail.

*Nos remerciements vont aussi à tous les enseignants et le chef de filière de g.e **Ms. Mensar redha** qui a contribué à notre formation par ailleurs, Nos remerciements à tous les membres du jury qui ont accepté de juger notre travail.*

En fin, nous tenons à exprimer notre reconnaissance à tous nos amis et collègues pour le soutien moral et matériel

*Guemari el hadi
Ghendir mabrouk youcef*

Sommaire

Nomenclature.....	i
Introduction.....	1
Chapitre I: Les transferts thermiques	
I.1. Introduction.....	3
I.1.1. Transfert par conduction.....	3
I.1.2. Transfert par convection.....	3
I.1.2.1. Echange de chaleur par convection naturelle.....	4
I.1.2.2. Description du phénomène.....	4
I.1.3. Transfert par rayonnement.....	6
I.1.3.1. Le corps noir.....	7
I.1.3.2. Le corps noir et son rayonnement.....	7
I.1.3.3. Les lois de corps noir.....	7
I.1.3.4. Facteur de forme.....	8
Chapitre II: Rayonnement solaire	
II.1. Introduction	12
II.2. Constitution physique du soleil	12
II.3. Distribution spectrale du rayonnement solaire	13
II.4. Les émissions du soleil	14
II.5. Données géométriques et astronomiques	15
II.5.1. La constante solaire.....	16
II.5.2. Déclinaison du soleil	16
II.5.3. Azimut du soleil (a):.....	17
II.5.4. L'angle horaire (w):	17
II.5.5. Heures et temps:	19
II.5.6.1. Le temps solaire vrai (TSV) :.....	19
II.5.6.2. Le temps solaire moyen TSM :.....	19
II.5.6.3. Le temps universel TU:.....	19
II.5.6. Lever et coucher du soleil:	19
II.5.7. Durée du jour:.....	19
II.5.8. Angle d'incidence sur un plan d'orientation quelconque:.....	20
II.5.9. Fraction d'insolation :	21
II.6. Rayonnement solaire en présence de l'atmosphère :	21
II.6.1. Modèles d'estimation du rayonnement solaire terrestre :	22
II.6.1.1. Modèle de perrin de brichambeaut sur un plan horizontal :	22

II.6.1.2. Rayonnement solaire sur un plan incline (perrin de brichambaut)	23
---	----

Chapitre III :Étude théorique et expérimentale du mur solaire

III.1. Introduction.....	27
III.2. Les Murs solaires.....	28
III.3. Caractéristiques d'un mur de stockage thermique.....	33
III.4. Performance des murs de stockage thermiques.....	33
III.5. Conception d'un prototype de mur capteur stockeur et essais expérimentaux sur site réel:.....	36
III.5.1. Description du prototype expérimentale.....	36
III.5.2. Fonctionnement du mur capteur type TROMBE étudié.....	37
III.5.3. Appareillages de mesures	37
III.6. Résultats et discussion	40
III.6.1. Rayonnement solaire en fonction de temps.....	40
III.6.2. Température de surface extérieure absorbante du mur et la température ambiante en fonction de temps	42
III.6.3. Température à l'intérieure du mur en fonction de température ambiante:.....	44
III.6.4. Température sortie de l'air à travers le trou supérieure du mur en fonction de température ambiante:	46
III.6.5. Température entrée de l'air à travers le trou inférieure du mur en fonction de température ambiante:	48
III.6.6. Température interne de la chambre et la température ambiante en fonction du temps.....	49
CONCLUSION GENERALE.....	52

Liste des Figures

Figure(I.1) : Phénomène de convection naturelle.....	4
Figure (I.2) : Quelques isothermes de corps noir.....	7
Figure (I.3) : phénomène de réflexion, d'absorption et de transmission	9
Figure (I.4) : rayonnement de deux surfaces émissives.....	9
Figure (II.1) position de la terre par le soleil.....	13
Figure (II.2): Echanges énergétiques entre la surface terrestre, l'atmosphère et l'espace en W/m ² (D'après Kiehl et Trenberth, 1997)	14
Figure (II.3) : Répartition spectrale de l'éclairement énergétique du rayonnement solaire au niveau du sol.....	15
Figure (II.4) : Mouvement de la terre autour du soleil.....	16
Figure (II.5): déclinaison du soleil	17
Figure (II.6) Repérage du soleil	18
Figure (II,7) : angle d'incidence sur un plan d'orientation quelconque incliné d'un angle β par rapport à l'horizontal	20
Figure (II.8) : composante du rayonnement global sur un plan incliné	21
Figure. (III-1) Schéma de principe	28
Figure. (III.2): mur solaire avec absorbeur et isolant Figure. (III.3): mur solaire avec lame d'air entre le vitrage et l'absorbeur séparé de la masse thermique.....	31
Figure (III.3): Différents types de circulation d'air: lame d'air fermée (a), chauffage (b), préchauffage (c), étirage(d).	31
Figure (III.4): (A) : Schéma d'une paroi de stockage thermique. (b) Circuit électrique équivalent pour le flux de chaleur à travers le mur.	34
Figure (III.5): Chambre de test.....	36
Figure (III.6): la face intérieure de mur	37
Figure (III.7): solari mètre TM 207	38
Figure (III.8): : Thermocouples type k placés sur le mur trombe.....	38
Figure (III.9): multiplex température tester.....	39
Figure (III.10): interface de logiciel HE 310 X.....	39
Figure (III.11): anémomètre avec sonde thermique externe AR 866	40
Figure (III.12): Rayonnement solaire en fonction de temps le 22/02/2017.....	41
Figure (III.13): Rayonnement solaire en fonction de temps le 13/02/2017.....	41
Figure (III.14): Rayonnement solaire en fonction de temps le 24/02/2017.....	42
Figure (III.15): Température de surface extérieure absorbante du mur et température ambiante en fonction du temps le 22/02/2017.....	43

Figure (III.16): Température de surface extérieure absorbante du mur et température ambiante en fonction du temps le 13/02/2017.	43
Figure (III.17): Température de surface absorbante du mur et température ambiante en fonction du temps le 24/02/2017.	44
Figure (III.18):: Température à l'intérieure du mur et la température ambiante en fonction du temps le 22/02/2017	44
Figure (III.19):: Température à l'intérieure du mur et la température ambiante en fonction du temps le 13/02/2017	45
Figure (III.20): Température à l'intérieure du mur et la température ambiant en fonction du temps le 24/02/2017	45
Figure (III.21): Température sortie de l'air à travers le trou supérieure du mur et température ambiante en fonction du temps le 22/02/2017.....	46
Figure (III.22): Température sortie de l'air à travers le trou supérieure du mur et température ambiante en fonction du temps le 13/02/2017.....	47
Figure (III.23):: Température sortie de l'air à travers le trou supérieure du mur et température ambiante en fonction du temps le 24/02/2017.....	47
Figure (III.24): Température entré de l'air à travers le trou inférieure du mur et température ambiante en fonction du temps le 22/02/2017.....	48
Figure (III.25): Température entré de l'air à travers le trou inférieure du mur et température ambiante en fonction du temps le 13/02/2017.....	48
Figure (III.26): Température entré de l'air à travers le trou inférieure du mur le 24 /02/2017.	49
Figure (III.27): Température interne de la chambre et la température ambiante en fonction du temps le 22/02/2017.	49
Figure (III.28): Température interne de la chambre et la température ambiante en fonction du temps le 13/02/2017.	50
Figure (III.29): Température interne de la chambre et la température ambiante en fonction du temps le 24/02/2017.	50

Liste des tableaux

Tableau (I.1) : Les valeurs du coefficient.....	6
Tableau (II.1) : comparaison entre la répartition spectrale du flux solaire Et d'un corps noir à 5762 °K.....	13
Tableau (II.2): Eclairage énergétique du rayonnement solaire hors de l'atmosphère dans les divers domaines de longueur d'onde.....	15
Tableau (II.3) :Variation de la hauteur du soleil en fonction de la date pour la région de Valenciennes.....	18
Tableau (II,4) : valeurs des constantes A et C en fonction de la nature du ciel	23
Tableau (II,5) : valeurs de B en fonction de la nature du ciel	23
Tableau (II -6) : valeurs de A et D en fonction de la nature du ciel.....	23
Tableau (II.7): Albédo moyen de quelque type de sols les plus fréquents.....	25
Tableau III.1 : propriétés de différentes surfaces transparentes.....	29
Tableau III.2 : les propriétés de quelques revêtements sélectifs	30

NOMENCLATURE

A : surface du mur	[m ²]
L : longueur du mur	[m]
L : longueur du capteur plan à air	[m]
D _H : diamètre hydraulique	[m]
m : débit d'air massique	[Kg/s]
d : Distance entre la vitre et l'absorbeur	[m]
h : étant la hauteur du soleil en degré	[°C]
G _{hor} : rayonnement global reçu par un plan horizontal en	[w/m ²]
I _{hor} : Rayonnement normal reçu par un plan horizontal	[w/m ²]
D _{hor} : Rayonnement diffus provenant du ciel, reçu par un plan horizontal	[w/m ²]
G _(β) : rayonnement global reçu par un plan incliné	[w/m ²]
S _(β) : rayonnement direct arrivant normalement sur un plan incliné.	[w/m ²]
D _{ciel-(β)} : rayonnement diffus provenant du ciel, reçu sur un plan incliné	[w/m ²]
D _{sol-(β)} : rayonnement diffus provenant du sol, reçu sur un plan incliné	[w/m ²]
G : Flux solaire global reçu par le capteur plan.	[w/m ²]
Q _s : Flux solaire absorbé	[w/m ²]
Q _p : Flux perdu par la paroi absorbante	[w/m ²]
Q _u : Flux utile transmis au fluide caloporteur	[w/m ²]
T _a : Température ambiante	[°C]
T _v : Température de la vitre	[°C]
T _p : Température d'absorbeur	[°C]
T _m : Température de l'air	[°C]
ΔT : Écart de température entre la vitre et l'absorbeur	[°C]
A _g :surface totale de la lame d'air	[m ²]
A _v : surface de ventilation totale	[m ²]
U _L : Coefficient des pertes totale	[W/m ² k]
h _{rv-c} : Coefficient de transfert radiatif entre la vitre la voûte céleste	[W/m ² k]
h _{rv-p} : Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre	[W/m ² k]
h _{r,p-pl} : Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium	[W/m ² k]

$h_{c,v-a}$: Coefficient de transfert convectif entre la vitre et l'air ambiant	[W/m ² k]
$h_{c,p-v}$: Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et la vitre	[W/m ² k]
$h_{c,p-f}$: Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et le fluide	[W/m ² k]
$h_{c,f-pl}$: Coefficient de transfert convectif entre le fluide et la plaque d'aluminium	[W/m ² k]
$h_{c,pl-a}$: Coefficient de transfert convectif entre la plaque d'aluminium et l'ambiance	[W/m ² k]
C_{pa} : la chaleur spécifique de l'air	[J/kg k]
h_c : Coefficient de transfert de chaleur dans la lame d'air	[W/m ² k]
A_w : Zone de stockage thermique	[m ²]
W : épaisseur de paroi	[m]
\bar{H}_t : rayonnement journalier moyen mensuel incident par unité de surface	[J /m ²]
\bar{T}_R : température mensuelle moyenne du bâtiment	[°C]
ρ : Masse volumique	[Kg/m ³]
c_p : Chaleur massique	[J/kg k]
λ : Conductivité Thermique	[w/m.k]
ν : Viscosité cinétique du milieu	[m ² /s]
η : rendement thermique du mur	[%]
U_0 : Coefficient global sans isolation	[W/m ² k]
\bar{T}_R : température mensuelle moyenne du bâtiment	[°C]
\bar{T}_a : température mensuelle moyenne de l'ambiance	[°C]
g : Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
Nu : nombre de Nusselt	
Pr : nombre de Prandtl	
R_a : nombre de Rayleigh	
R_e : nombre de Reynolds	

Introduction Générale

Introduction Générale

Le contexte énergétique et environnemental actuel est marqué par deux phénomènes dont les conséquences suscitent de réelles questions de pérennité: il s'agit d'une part de l'augmentation de la pollution et d'autre part de la forte diminution des ressources énergétiques épuisables (matières premières d'origine fossile). Pour pallier ces problèmes auxquels est confronté le monde actuel, en ce début de XXI^{ème} siècle, des mesures ont été prises par les pays industrialisés.

La réalisation d'un tel objectif passe par une diminution de la consommation d'énergie et l'augmentation de la production des énergies dites « renouvelables » (solaires, géothermie, éolien etc...). Le pari est d'autant plus difficile que le niveau de vie et l'industrialisation des sociétés actuelles exigent une forte dépense d'énergie.

Dans les pays industriels, en moyenne 40 % de cette consommation est liée au bâtiment. De plus, la demande dans ce secteur ne cesse de croître à moins que la tendance ne s'inverse fortement dans les prochaines années [1].

Une technique de chauffage se basant sur un système de captation solaire, de stockage et de restitution de la chaleur a été développée au C.N.R.S (France) par le Professeur Trombe. C'est un système simple et intéressant de captage de l'énergie solaire.

L'objectif de ce présent travail est l'étude théorique du mur capteur type trombe avec des essais réels effectués sur site expérimentale.

Dans ce travail, on a structuré le manuscrit en trois chapitres essentiels comme suit :

- Dans le premier chapitre, nous allons exposer une étude théorique sur les modes de transferts de chaleur.
- Lors du second chapitre, nous procéderons à l'étude de gisement solaire, Et aussi nous exposerons une approche sur la modélisation du rayonnement incident sur un plan incliné par un angle β avec l'horizontal.
- Le dernier chapitre décrit le dispositif expérimental étudié ainsi que les résultats obtenus pour différents jours d'expérience.

Nous terminerons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I

Les transferts thermiques

I.1.Introduction

Dans les transferts thermiques on peut distinguer trois modes de transfert : la conduction, la convection et le rayonnement, chacun de ces modes étant lui-même lié à un processus physique bien déterminé. En effet, l'énergie thermique d'un milieu matériel correspond à l'énergie cinétique de ses constituants ayant une certaine liberté de mouvement (molécules, atomes).

I.1.1 Transfert par conduction

La conduction est la transmission de la chaleur dans la matière par vibration moléculaire. Elle concerne surtout les solides, mais aussi les liquides et les gaz pour lesquels elle est souvent négligeable par rapport à la convection ou au rayonnement [2].

▪ Loi de Fourier

$$\Phi = -\lambda_c \cdot S \frac{dT}{dX} \quad (I.1)$$

Φ : Flux de chaleur.

λ_c : Conductivité thermique.

I.1.2 Transfert par convection

Le transfert de chaleur par convection est complexe, car il résulte de la superposition de deux phénomènes :

- Conduction entre les particules de fluide qui se rencontrent;
- Mélange de ces particules par suite du mouvement d'ensemble du fluide.

Si ce mouvement n'est provoqué que par les seules différences de températures (donc de densité), la convection est dite libre ou naturelle. Si ce mouvement résulte d'une action mécanique (pompe, ventilateur, etc.), la convection est dite forcée.

Le transfert par convection est régie par la loi de Newton qui stipule que le flux de chaleur transmis est proportionnel à l'écart entre la température T_1 du corps solide qui reçoit ou transmet de la chaleur et la température T_2 du liquide ou du gaz qui transmet ou reçoit cette chaleur. Le coefficient de proportionnalité de la loi de Fourier est appelé coefficient de convection thermique est noté h_c [3].

Le flux calorifique (puissance) transmis par convection s'exprime alors par l'équation fondamentale suivant :

$$\Phi = h_c \cdot S (T_2 - T_1) \quad (I.2)$$

Avec :

Φ : Puissance transmise en W.

h_c : Coefficient de transmission thermique par convection, ou coefficient de convection thermique en $W/m^2.K$.

S : Surface d'échange considérée en m^2 .

T_1 : Température la plus chaude (paroi ou fluide en $^{\circ}C$).

T_2 : Température la plus froide (fluide ou paroi en $^{\circ}C$).

$\frac{1}{h_c}$: Résistance thermique en $m^2.K/W$.

I.1.2.1. Echange de chaleur par convection naturelle

Dans la convection naturelle, le mouvement du fluide est du a la variation de sa masse volumique provenant des échanges de chaleur entre le fluide et la paroi.

Ces échanges jouent un grand rôle en pratique, associés souvent à des échanges par rayonnement.

I.1.2.2. Description du phénomène

Considérons une plaque plane (figure 1.1) verticale chaude (dont la température de paroi est T) au contact d'un fluide (dont la température de mélange est T_m), au voisinage de la plaque existe une zone perturbée appelée couche limite de convection naturelle.

Dans cette zone, le fluide s'élève et sa température varie selon le profil ci-dessous.

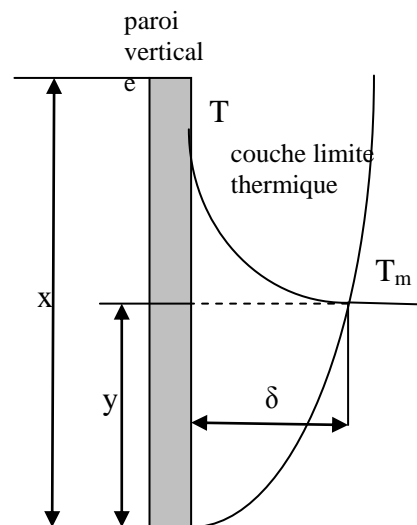


Figure I.1 : Phénomène de convection naturelle

De plus, l'épaisseur δ de la couche limite évolue au fur et à mesure que la distance y ; au bord inférieur de la plaque; augmente et se stabilise par suite ($y > 30$ cm).

La densité de flux thermique varie donc avec y et l'on définit un coefficient moyen de convection naturelle h , tel que le flux de chaleur échangé sur toute la plaque, soit égale à :

$$\Phi = h.S_p(T-T_m) \quad (I.3)$$

S_p étant la surface de la plaque.

- **Nombre de Grashof**

On définit pour la convection naturelle un groupe adimensionnel appelé nombre de Grashof tel que :

$$\text{Gr} = \frac{x^3 \cdot \rho_f^2 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\mu_f^2} \quad (\text{I.4})$$

Où :

x : est un dimension linéaire permettant de calculer la surface d'échange (hauteur d'une plaque verticale, diamètre d'un cylindre, coté d'un carré, etc.),

β : Le coefficient de dilatation volumique du fluide à pression constante,

Pour l'air (et les gaz) : $\beta = \frac{1}{T}$ (T est la température du gaz en degré kelvin).

$\Delta T = T - T_m$: est la différence de température entre la paroi chauffante et le fluide,

g : est l'accélération de pesanteur,

ρ_f et μ_f : sont respectivement la masse volumique et la viscosité dynamique du fluide.

Le nombre de Grashof joue le même rôle en convection naturelle que le nombre de Reynolds en convection forcée. Sa valeur conditionne la nature laminaire ou turbulente de l'écoulement dans la zone perturbée.

- $\text{Gr} > 10^9$: Convection turbulente.
- $\text{Gr} < 10^9$: Convection laminaire.
- $\text{Gr} = 10^9$: Valeur critique.

- **Expression du nombre du Nusselt**

Les relations numériques sont en généralement de la forme [4] :

$$\text{Nu} = C \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n \quad (\text{I.5})$$

Les grandeurs physiques sont calculées à la température du film laminaire : $T_m' = \frac{T_m + T}{2}$.

L'exposant n aux valeurs suivantes :

- $n = \frac{1}{4}$: lorsque la convection est laminaire,
- $n = \frac{1}{3}$: lorsque la convection est turbulente.

La valeur du coefficient C dépend du régime de convection ainsi que de la géométrie et de l'orientation de la paroi. Elle est donnée par le tableau (1.1) :

Géométrie et orientation de la paroi	Dimension caractéristique x par le calcul de Gr et de Nu	Coefficient C	
		Convection laminaire $n = 1/4$	Convection turbulente $n = 1/4$
Plaque verticale ou cylindre vertical de grand diamètre par rapport à l'épaisseur de la zone perturbé	Hauteur	0,59 $10^4 < Gr.Pr < 10^9$	0,13 $10^9 < Gr.Pr < 10^{13}$
Cylindre horizontal	Diamètre Extérieur	0,53 $103 < Gr.Pr < 10^9$	0,10 $109 < Gr.Pr < 10^9$
plaque horizontale chauffant vers le haut	Largeur	0,54 $10^5 < Gr.Pr < 2.10^7$	0,14 $2.10^7 < Gr.Pr < 3.10^{10}$
plaque horizontale chauffant vers le bas	Largeur	0,27 $3.10^5 < Gr.Pr < 3.10^{10}$	0,07 $3.10^{10} < Gr.Pr < 10^{13}$

Tableau I.1 : Les valeurs du coefficient

I.1.3 Transfert par rayonnement

Le phénomène de rayonnement thermique constitue une forme particulière de transfert thermique dans laquelle le porteur d'énergie n'est plus représenté par des particules de substance, mais par des ondes électromagnétiques ayant à l'origine l'agitation atomique à la surface d'un corps. Le mécanisme de rayonnement est créé par l'émission et l'absorption des ondes électromagnétiques porteuses d'énergie rayonnante et par la transformation de celle-ci en chaleur avec le changement d'état énergétique –énergie interne- des corps qui la retiennent. Ayant la même nature que le rayonnement lumineux, le rayonnement thermique sera gouverné par les mêmes lois que celui-ci, avec tout de même des lois propres.

I.1.3.1. Le corps noir

- **Définition**

Un corps capable de recevoir un flux d'énergie rayonnant sans le réfléchir et sans le transmettre est appelé noir. Un tel corps absorbant totalement le rayonnement n'est, évidemment, que pure abstraction.

I.1.3.2. Le corps noir et son rayonnement

Le corps noir, à une température et une longueur d'onde données, émet le maximum de flux par rayonnement : son facteur d'émission est égal à 1.

De façon générale, tous les corps chauffés, émettent de la lumière dans toutes les longueurs d'ondes, la figure 1.2 représente l'émittance monochromatique d'un corps noir $M_{\lambda,T}^0$ en fonction de λ pour différentes températures.

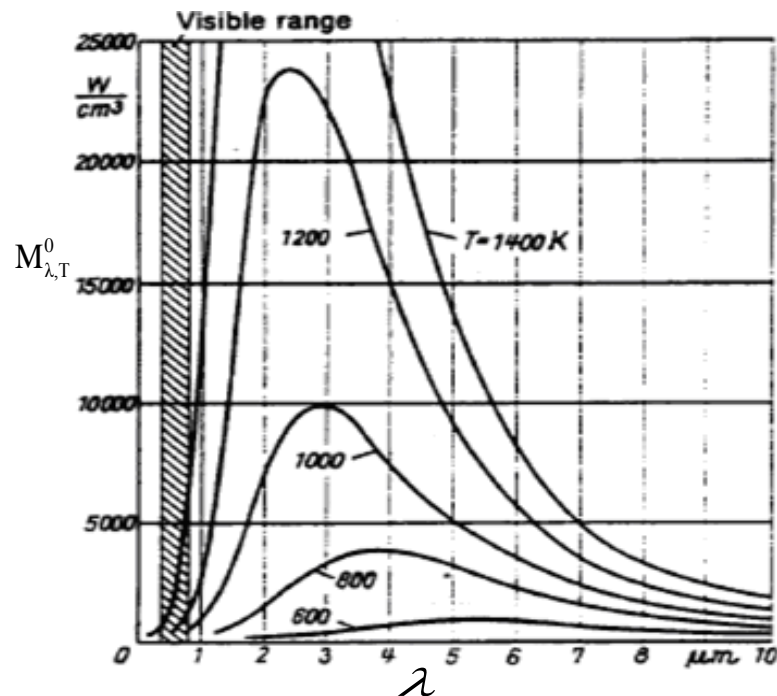


Figure I.2 : Quelques isothermes de corps noir [5]

I.1.3.3. Les lois de corps noir

Les corps noir, parfaitement absorbant deviennent, en conséquence, un émetteur parfait, les cinq lois suivantes caractérisant son rayonnement [5].

- **Lois de Lambert** : la luminance du corps noir ne dépend pas de la direction d'observation.
- **Première loi de Wien** : La valeur de l'émittance maximale $M_{\lambda_{\max}}^0$ du spectre d'émission du corps noir a lieu pour une longueur d'onde maximale λ_{\max} telle que :

$$\lambda_{\max} T = 2898 \quad (\text{I.6})$$

Avec λ_{\max} exprimé en μm et T en degrés K.

- **Seconde loi de Wien** : A température donnée, l'émittance spectrale énergétique maximale $M_{\lambda_{\max}}^0$ est proportionnelle à la cinquième puissance de la température absolue :

$$M_{\lambda_{\max}} = 12.865 \cdot 10^{-12} T^5 \quad (\text{I.7})$$

Avec $M_{\lambda_{\max}}^0$ exprimée en $\text{Wm}^{-2}\mu\text{m}^{-1}$.

- **Loi de Stefan – Boltzmann** : L'émittance énergétique totale du corps noir, représentée par l'aire comprise entre l'isotherme et l'axe des abscisses, est proportionnelle à la quatrième puissance de sa température absolue :

$$M^{\circ} = \sigma_s T^4 \quad (\text{I.8})$$

Avec M° exprimée en Wm^{-2} .

La valeur de σ_s dite « constante de Stefan » vaut $\sigma_s = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{W m}^{-2}\text{K}^{-4}$.

- **Loi de Planck** : le rayonnement du corps noir peut être représenté par des courbes ayant pour expression mathématique :

$$M_{\lambda,T}^0 = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{\exp \frac{C_2}{\lambda T} - 1} \quad (\text{I.9})$$

I.1.3.4. Grandeurs énergétiques spectrales

- **Facteur d'émission** : Le facteur d'émission est le rapport entre l'émittance M du corps étudié et l'émittance M° , à la même température du corps noir.

Pour une direction Δ le facteur d'émission est donné par :

$$F_e = \frac{M_{\Delta,\lambda}}{M_{\Delta,\lambda}^0} \quad (\text{I.10})$$

- **Facteurs de réflexion, d'absorption et de transmission** : Lorsque un corps noir reçoit un flux incident φ_i sous une incidence quelconque (figure 1.3), sa surface en réfléchit une fraction φ_r , en absorbe une fraction φ_a et en transmet une fraction φ_t de sorte que :

$$\varphi_i = \varphi_r + \varphi_a + \varphi_t \quad (\text{I.11})$$

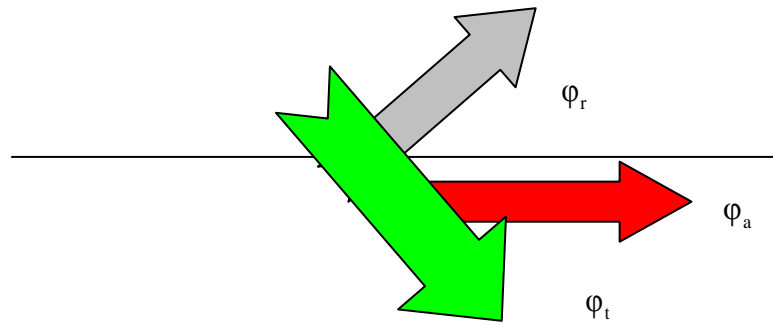


Figure I.3 : phénomène de réflexion, d'absorption et de transmission

On définit l'aptitude du corps à ces trois phénomènes à l'aide des facteurs suivants :

- $\frac{\varphi_r}{\varphi_i} = \rho_r$ ou facteur de réflexion (I.12)

- $\frac{\varphi_a}{\varphi_i} = \alpha_a$ ou facteur d'absorption (I.13)

- $\frac{\varphi_t}{\varphi_i} = \tau_t$ ou facteur de transmission (I.14)

Ces facteurs sont liés par la relation :

$$\rho_r + \alpha_a + \tau_t = 1 \quad (\text{I.15})$$

- Un corps parfaitement opaque ($\tau_t = 0$) : $\rho_r + \alpha_a = 1$
- Un corps totalement transparent ($\tau_t = 1$) : $\rho_r + \alpha_a = 0$
- Les corps de surface lisse ($\rho_r = 1$) : $\alpha_a + \tau_t = 0$
- Les corps rugueux : la réflexion du rayon incident se fait dans toutes les directions.

I.1.3.1. Facteur de forme

Soit deux surfaces émissives en présence l'une de l'autre échantent leur rayonnement

:

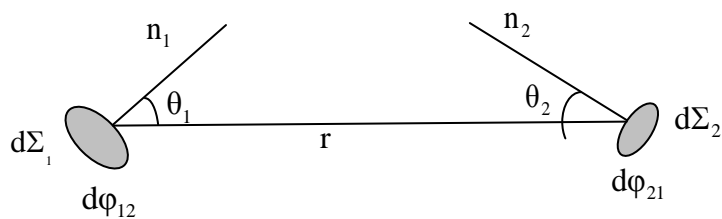


Figure I.4 : rayonnement de deux surfaces émissives

Le facteur de forme est définie par :

$$F_{12} = \frac{1}{\Sigma_1} \int_{\Sigma_1} \int_{\Sigma_2} \frac{\cos\theta_1 \cos\theta_2}{r^2} d\Sigma_1 d\Sigma_2 \quad (\text{I.16})$$

$$F_{21} = \frac{1}{\Sigma_2} \int_{\Sigma_1} \int_{\Sigma_2} \frac{\cos\theta_1 \cos\theta_2}{r^2} d\Sigma_1 d\Sigma_2 \quad (\text{I.17})$$

F_{12} Représente la fraction du rayonnement émis par la surface Σ_1 et intercepté par la surface Σ_2 ;

F_{21} Représente la fraction du rayonnement émis par la surface Σ_2 et intercepté par la surface Σ_1 .

Chapitre II
Rayonnement solaire

II.1.Introduction

L'énergie solaire reçue par la terre vaut, en chiffres ronds, environ 10.000 fois la quantité totale d'énergie consommée par l'ensemble de l'humanité. En d'autres termes, capter 0,01% de cette énergie nous permettrait de nous passer de pétrole, de gaz, de charbon et d'uranium. Dans beaucoup de pays ,qui souvent ne bénéficient pas d'un ensoleillement aussi favorable qu'en Algérie, l'énergie solaire gagne en signification à une vitesse exponentielle La croissance moyenne mondiale du marché a été de 33% au cours des dix dernières années. Produire de l'électricité avec le soleil - Il ne s'agit depuis longtemps plus d'une utopie mais bien d'une branche industrielle en plein boum. A titre d'exemple en Allemagne la puissance totale installée a augmenté de quasiment 400 à 700 MW. Des taux de croissance à deux chiffres sont encore attendus en Allemagne dans les années à venir. Le développement technique poursuivi des composants des produits et des processus de fabrication a eu pour effet que les prix des composants des installations photovoltaïques ont fortement diminué au cours des dernières années. Ainsi, dans les 10 années qui viennent de s'écouler, les frais de fabrication ont diminué de 60%. De nouveaux procédés de fabrication des cellules solaires et la combinaison des diverses techniques augmentent le rendement énergétique des installations modernes.

En Algérie bien que les conditions (géographiques, climatiques et météorologiques) soient très favorables, l'énergie solaire n'a pas encore percé ce marché demeure encore presque vierge Notre pays a un des gisements solaires des plus élevés au monde, en effet de part sa position géographique dispose de plus de 2500 heures d'ensoleillement en moyenne par an sur une très grande partie de son territoire.

II.2.Constitution physique du soleil

Le soleil est une étoile située à environ 150 millions de kilomètres de la Terre. Vu de notre planète, il se présente sous la forme d'un disque assez homogène, son rayon est 109 fois celui de la Terre (soit 696 000 km) et sa masse 333 000 fois celle de notre planète (soit 2.1030 kg) [6]. Le soleil est composé de 80% d'hydrogène, de 19% d'hélium, le 1% restant étant un mélange de plus de 100 éléments lourds (Fer, Néon, Azote, Silicium, ...).

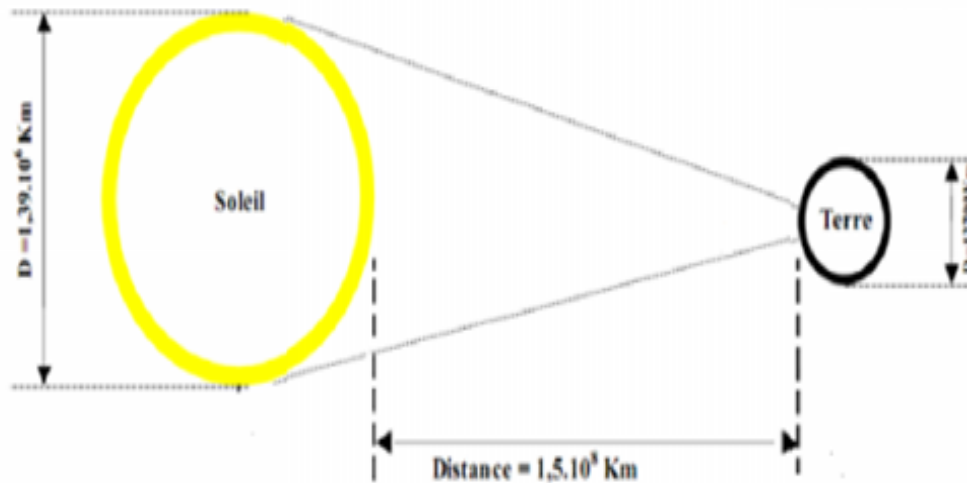


Figure (II.1) position de la terre par le soleil

II.3. Distribution spectrale du rayonnement solaire

La distribution spectrale du flux solaire en dehors de l'atmosphère ainsi que la distribution spectrale d'un corps noir porté à 5762 °K dans les trois bande du spectre du rayonnement solaire thermique, montre l'existence d'un écart minimum généralement considéré inférieur à 3 %, ce qui permis de supposer que le rayonnement d'un cors noir est une approximation acceptable du rayonnement solaire .

Le tableau (II.1) montre la répartition spectrale du rayonnement solaire (résultats adaptés des études de Thékaekara. qui sont basés sur des observations satellitaires par la NASA).

Longueur d'onde en micron	% Energies (Solaire)	% Energie (corps noir)
Ultraviolet $\lambda < 0,38$	7%	9.9%
Visible $0,38 < \lambda < 0,78$	47.3%	46.4%
Infrarouge $0,78 < \lambda < 15$	45.1%	43.6%

Tableau (II.1) : comparaison entre la répartition spectrale du flux solaire Et d'un corps noir à 5762 °K

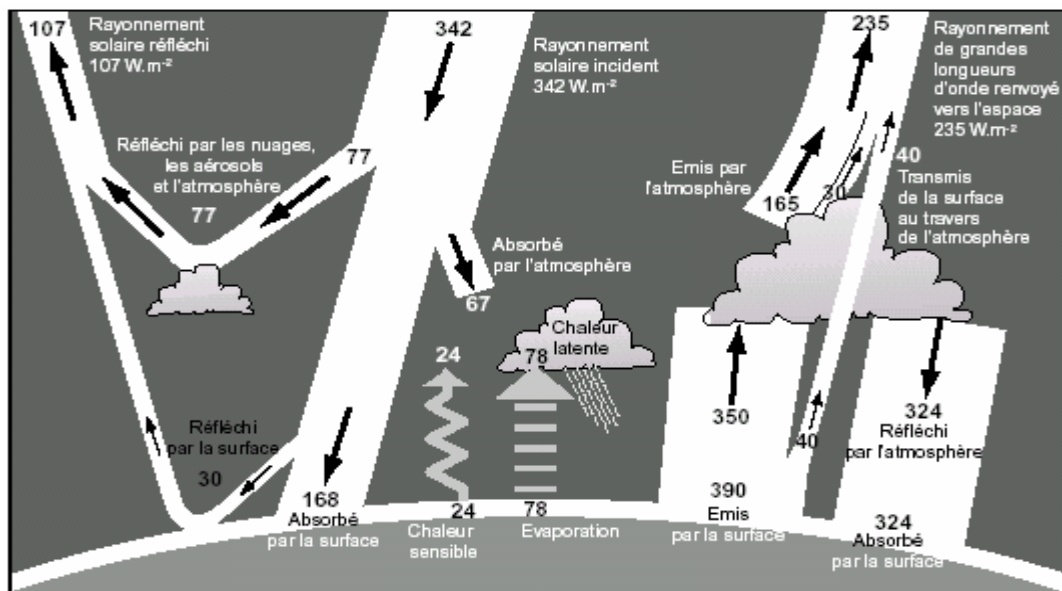


Figure (II.2): Echanges énergétiques entre la surface terrestre, l'atmosphère et l'espace en W/m^2 (D'après Kiehl et Trenberth, 1997)

II.4. Les émissions du soleil

L'énergie émise par le Soleil est d'abord sous la forme de rayonnements électromagnétiques dont l'ensemble forme le rayonnement solaire, qui constitue la seule source externe notable d'énergie pour l'atmosphère. L'œil humaine perçoit une partie seulement du rayonnement solaire, celle située dans le domaine dite visible, de longueurs d'onde comprises entre $0,40$ et $0,70 \mu m$, le rayonnement ultraviolet, est un rayonnement électromagnétiques de longueurs d'onde plus courte que le visible ($< 0,4 \mu m$). Le rayonnement infrarouge est un rayonnement électromagnétiques de longueur d'onde ($> 0,77 \mu m$.)

La plus grande partie de l'énergie solaire est cependant rayonnement dans les domaines ultraviolet, visible et proche d'infrarouge : $99,2 \%$ de l'énergie solaire hors l'atmosphère se trouve entre $0,2$ et $3,4 \mu m$. Au sol, par suite de l'absorption du rayonnement solaire par la vapeur d'eau, le spectre est limité à $2,5 \mu m$ environ (figure II.2).

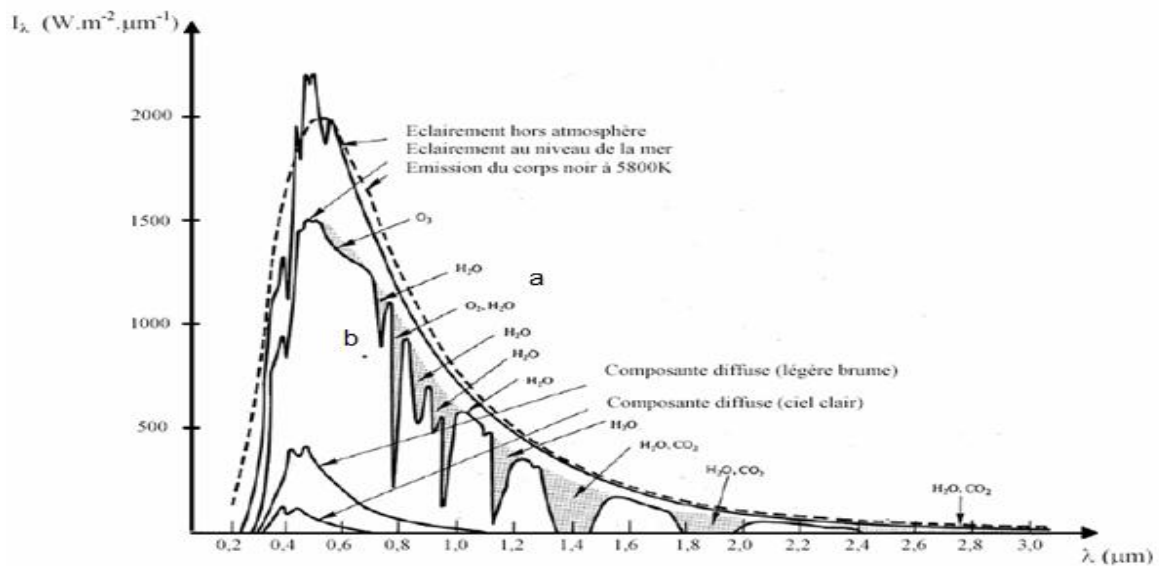


Figure (II.3) : Répartition spectrale de l'éclairement énergétique du rayonnement solaire au niveau du sol.[7]

- a). Rayonnement solaire hors de l'atmosphère
- b). Rayonnement solaire direct au sol pour une atmosphère Claire standard

Région spectrale	Longueurs d'onde (μm)	Eclairement énergétique (w.m-2)	Percentages (%)
Infrarouge	> 0.70	695	50.8
Visible	0.40 à 0.70	559	40.9
UV -A	0.32 à 0.40	86	6.3
UV-B	0.28 à 0.32	21	1.5
UV-C	<0.28	6	0.4

Tableau [II.2] - Eclairement énergétique du rayonnement solaire hors de l'atmosphère dans les divers domaines de longueur d'onde.[7]

II.5.Données géométriques et astronomiques

L'étude du gisement solaire fait appel à des données astronomiques et à des renseignements suffisants sur les conditions climatiques du site, pour estimer convenablement la puissance solaire incidente.

II.5.1. La constante solaire

Le flux solaire moyen sur un plan perpendiculaire à la direction des rayons et placé en dehors de l'atmosphère terrestre est appelé constante solaire désignée par (I). La valeur moyenne actuellement retenue est 1 390 W/m². La variation de la distance terre-soleil pendant l'année influence la valeur de la constante solaire. La relation suivante donne la valeur corrigée de la constante solaire [7] :

$$I = 1353 \cdot (1 + 0,033 \cdot \cos J) \quad (\text{II.1})$$

Lorsqu'une plus grande précision est requise, on pourra utiliser le développement en série de Fourier :

$$I = 1353 + 45,326 \cos J + 0,88018 \cos 2J - 0,00461 \cos 3J + 1,8037 \sin J + 0,09746 \sin 2J + 0,18412 \sin 3J \quad (\text{II.2})$$

Où : $J = 0,984 j$, j étant le nombre du jour de l'année (1,2,3,4.....365 jours de l'année).

II.5.2. Déclinaison du soleil

Le mouvement de la Terre sur son axe et autour du soleil est schématisé sur la figure (II.3). Les quatre positions de la terre représentées sur cette figure correspondent aux solstices et aux équinoxes. On notera en particulier que l'axe de rotation de la terre est incliné par rapport à la normale du plan de l'écliptique d'un angle de 23.27' [], et la déclinaison du soleil (d) varie donc de - 23.27' (solstice d'hiver le 21 Décembre) à + 23.27' (solstice d'été le 21 Juin) en passant par 0 aux équinoxes.

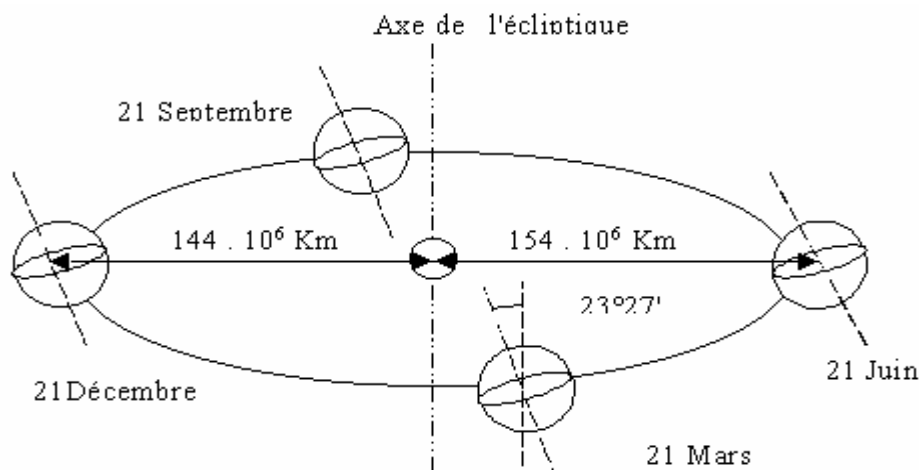


Figure (II.4) : Mouvement de la terre autour du soleil

L'angle de la déclinaison est donné par l'équation suivante :

$$\delta = 23,45 \sin \nu [0,980 (\varphi + 284)] \quad (\text{II.3})$$

Lorsqu'une précision est requise, on pourra utiliser le développement en série de Fourier [7] :

$$\delta = 0.33281 - 22.984 \cos J - 0.3499 \cos 2J - 0.1398 \cos 3J + 3.7872 \sin J + 0.03205 \sin 2J + 0.07187 \sin 3J \quad (\text{II.4})$$

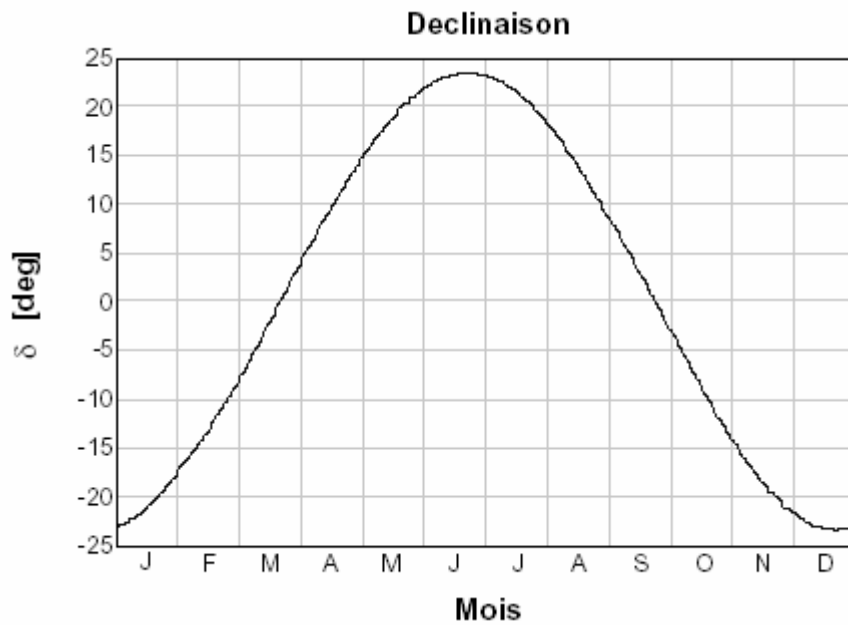


Figure (II.5): déclinaison du soleil

II.5.3. Azimut du soleil (a):

Angle que fait la projection de la direction du soleil avec la direction du sud, cet angle étant mesuré positivement vers l'ouest

II.5.4. L'angle horaire (w):

Défini comme étant 15° fois le nombre heures de différences avec le midi solaire, affecté de signe positif pour les heures de l'après midi solaire, et négatif pour les heures avant midi solaire, exprimé par la relation :

$$W = \frac{360}{24} (TSV - 12) \quad (\text{II.5})$$

TSV : étant le temps solaire vrai en heures.

L'azimut (a) et l'hauteur du soleil (h) en un lieu et une date donnée et à une heure quelconque sont en fonction de la latitude φ du lieu et de la déclinaison d et de l'angle horaire φ par les relations suivantes :

$$\sin h = \sin \varphi \cdot \sin \sigma + \cos \varphi \cdot \cos \sigma \cdot \cos w \quad (\text{II.6})$$

$$\sin \alpha = \frac{\cos \sigma \cdot \cos w}{\cos h} \quad (\text{II.7})$$

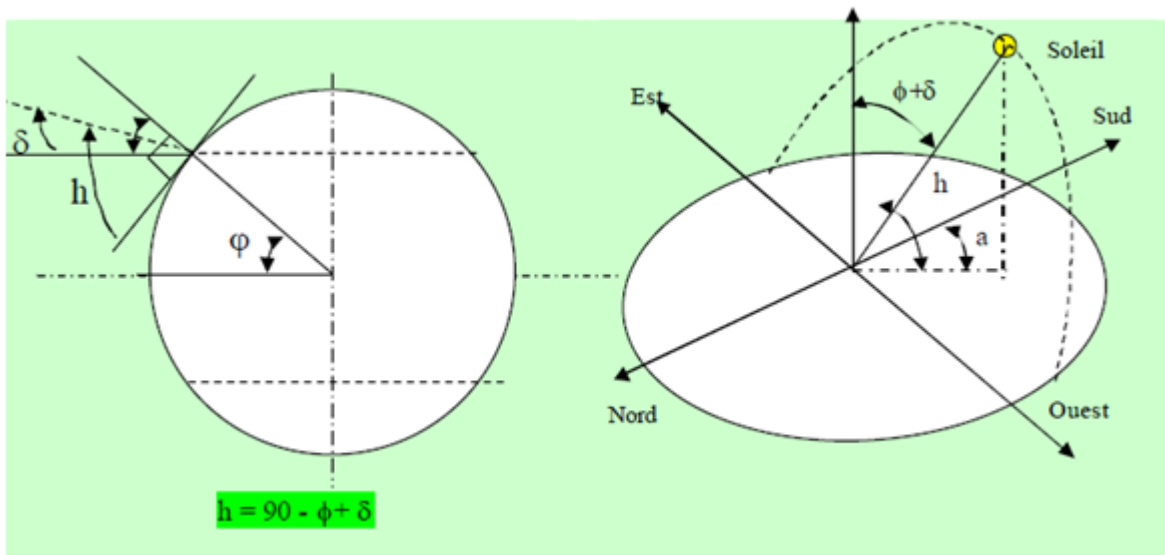


Figure (II.6) Repérage du soleil

Exemple : Variation de la hauteur du soleil en fonction de la déclinaison (date) pour la région de Valenciennes (France) (latitude de Valenciennes $\phi = 50,3^\circ$)

Hauteur du soleil	Date	déclinaison
16,2 °	21 Décembre	- 23,27 °
18,9 °	15 Janvier	- 20,8°
27 °	15 Février	- 12,7°
37,8°	15 Mars	- 1,9°
39,8 °	21 Mars	0,0°
49,6°	15 Avril	+9,9 °
58,6°	15 Mai	+ 18,9°
62,8°	15 Juin	+ 23,1 °
63,2°	21 Juin	+ 23,27°
61,4°	15 Juillet	+ 21,3 °
53,4°	15 Août	+ 13,7 °
42,7°	15 Septembre	+3,0°
39,7 °	21 Septembre	0,0°
30,9°	15 Octobre	- 8,8 °
21,3	15 Novembre	- 18,4 °
16,7	15 Décembre	- 23,0 °
16,2	21 Décembre	- 23,27 °

Tableau (II.3) Variation de la hauteur du soleil en fonction de la date pour la région de Valenciennes

II.5.5. Heures et temps:

C'est une bande de 15° de longitude de large s'étendant du pôle nord au pôle sud, permettant de décomposer le globe terrestre en 24 tranches horaires. Chaque fuseau est centré sur un méridien multiple de 15°. Le méridien d'origine est celui de Greenwich, qui définit le temps Universel. Chaque pays utilise en principe l'heure du fuseau le plus proche en longitude.

II.5.6.1. Le temps solaire vrai (TSV) :

C'est le temps mis par le soleil entre deux passages consécutifs au méridien d'un lieu (direction Nord-Sud). Le temps solaire vrai et le temps solaire moyen diffèrent. Cette Différence est appelée équation du temps, elle varie en fonction du jour:

$$TVS = 15 + \frac{W}{15} \quad (\text{II.8})$$

II.5.6.2. Le temps solaire moyen TSM :

La rotation de la terre autour d'elle-même introduit la notion du temps solaire moyen ou TSM. On le définit comme étant le temps qui sépare en moyenne deux passages successifs par le méridien du lieu, une rotation complète de la terre autour d'elle-même prend 24 heures.

II.5.6.3. Le temps universel TU:

Le temps universel TU es défini par l'heure du passage du soleil à la méridienne origine. Le méridien retenu comme origine et celui de Greenwich et le TSM correspond au temps Universel (c'est le TSM à la longitude 0o). La différence entre le temps solaire moyen et le Temps universel est appelée correction de longitude, le temps universel est lié au temps Solaire moyen (local) par la relation:

$$TSM = TU \pm L/15 \quad (\text{II.9})$$

L: longitude du lieu, (+) pour longitude Est, (-) pour longitude Ouest.

II.5.6. Lever et coucher du soleil:

On s'intéresse à deux instants particuliers de la journée : particulièrement ceux pour les quels la hauteur (h) est nulle qui correspondent au le « lever » et au « coucher » du soleil. Le calcul de l'angle solaire au lever (-? s) et au coucher (? s) s'obtient en écrivant tout Simplement $\sin h = 0$ (dans la relation (I-6) ce qui nous donne :

II.5.7. Durée du jour:

La durée du jour (d) en heures est par définition [7] :

$$\text{Durée du Jour} = \frac{W_S - (-W_S)}{15} = \frac{2W_S}{15} = 2 \cos^{-1}(\text{tg} \sigma \cdot \text{tg} \varphi) \quad (\text{II.10})$$

II.5.8. Angle d'incidence sur un plan d'orientation quelconque :

Il s'agit de l'angle θ entre un rayon arrivant directement incident du soleil et la normale à un plan quelconque. L'orientation de la surface du plan considéré est précisée par les angles suivants:

- Son inclinaison β qui est l'angle entre le plan horizontal et le plan considéré.
- a : angle d'azimut, angle entre la normale au plan et le plan méridien compté positivement vers l'ouest et négativement vers l'ouest (nulle au midi solaire vrai).

Les rapports géométriques entre le plan considéré de n'importe quelle orientation et le rayonnement solaire incident peuvent être décrits en termes de plusieurs angles fig. (II,7) principalement

- j : latitude du lieu (positif au nord)
- a : déclinaison de la terre
- β : angle entre le plan horizontal et le plan considéré.
- h : angle horaire
- θ : angle d'incidence de rayonnement directe, l'angle étant mesuré entre la direction de rayonnement et la normale au plan considéré.

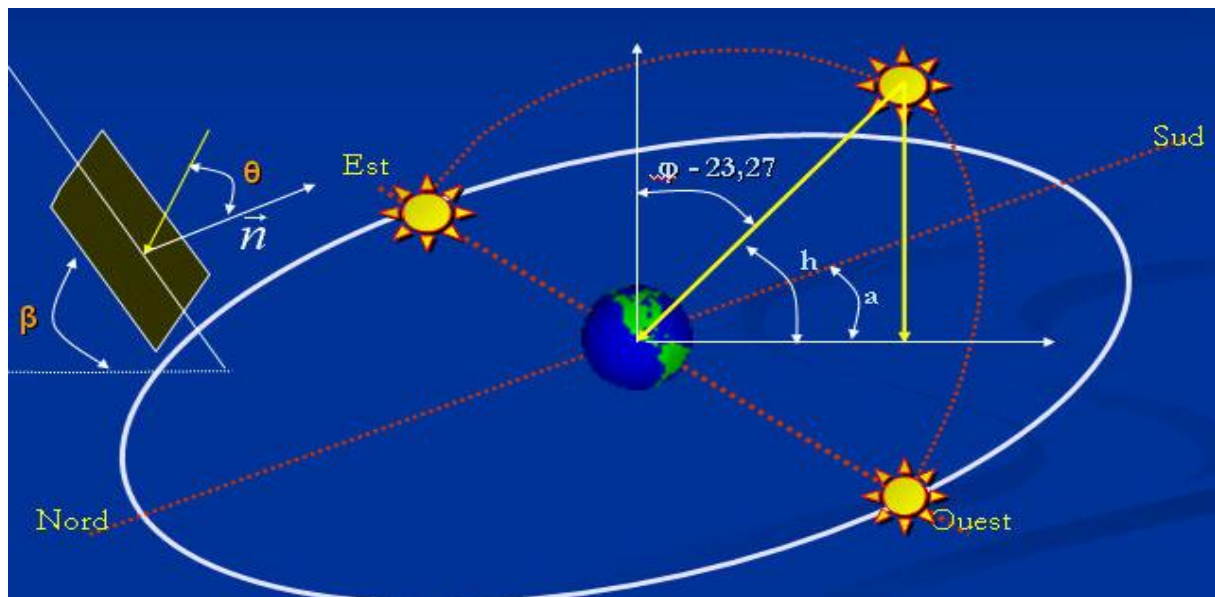


Figure (II,7) : angle d'incidence sur un plan d'orientation quelconque incliné d'un angle β par rapport à l'horizontal

L'expression réécrite sous sa forme simplifiée :

$$\cos \theta = \sin \delta \cdot \sin(\varphi - \beta) + \cos \delta \cdot \cos(a - \beta) \cos w \quad (\text{II.11})$$

II.5.9. Fraction d'insolation :

La durée d'insolation est une variable qui présente une grandeur non-stationne, celle-ci trouve son explication dans la variation de sa moyenne au cours de l'année, à cause de la saisonnalité du professes. En effet, elle varie d'un jour à l'autre [7]

L'ensoleillement d'un site est exprimé par la fraction d'insolation (s) définie par le rapport :

Où, n : le nombre d'heures ensoleillées ou durée d'insolation.

D : la durée du jour

- Pour un jour très clair $s = 1$
- Pour un jour totalement couvert de nuage $s = 0$

La fraction d'insolation est exprimée en % (moyenne mensuelle), pour la région de Biskra la fraction d'insolation est donnée d'après le tableau (II -5) suivant :

II.6. Rayonnement solaire en présence de l'atmosphère :

Lors de sa traversée dans l'atmosphère, le rayonnement solaire est soumis à des phénomènes de diffusion et d'absorption par des molécules gazeuse comme par les aérosols, gouttelettes, cristaux et poussière diverses en suspension. Le rayonnement absorbé est transformé en chaleur et disparaît du bilan du rayonnement utilisable au sol Le rayonnement diffusé est rayonné dans l'espace pour être à nouveau diffusé vers le sol ou vers le ciel, absorbé ou transmis. Le rayonnement reçu au sol se décompose en :

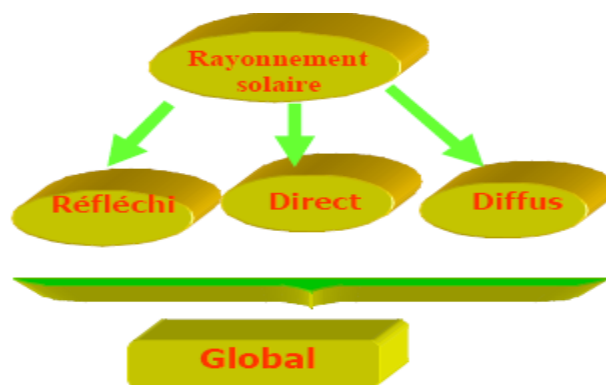


Figure (II.8) : *composante du rayonnement global sur un plan incliné*

- Rayonnement direct: les rayons parallèles, viennent directement du soleil, plus au moins atténués (par absorption ou par diffusion).
- Rayonnement diffus provenant du ciel : ce rayonnement provient de manière non isotrope, de toutes les directions de l'espace. Une partie du rayonnement diffusé est renvoyée vers l'espace.
- Rayonnement diffus provenant du sol : il s'agit du rayonnement réfléchi par le sol constitué du rayonnement direct et diffus atteignant le sol puis réfléchi par ce dernier, qui est caractérisé

par la nature du sol qui est désigné souvent par un coefficient de la réflectivité du sol *dit aussi Albédo*, comme étant le rapport entre l'énergie réfléchie par diffusion et l'énergie incidente (tableau (I-4)).

- L'ensemble (direct + diffus) constitue le rayonnement global.

II.6.1. Modèles d'estimation du rayonnement solaire terrestre :

Il existe plusieurs modèles pour la simulation de l'éclairement solaire global, direct et diffus, qui généralement exprimés par des approches semi empiriques, les plus fréquemment connus et utilisés dans la pratique on citera principalement le modèle de **PERRIN DE BRICHAMBAUT** et celui de **LIU et JORDAN**, ces deux modèles donnent de bons résultats pour estimation de l'irradiation solaire sur un plan parfaitement horizontal ou sur un plan incliné. Dans ce qui suit on présentera l'approche de **PERRIN DE BRICHAMBAUT**.

II.6.1.1 Modéle de perrin de brichambeaut sur un plan horizontal :

Le modèle empirique de **Perrin de Brichambaut** a été établi sur la base d'une série de mesures expérimentales qui ont été effectués dans le centre de Trappes (région parisienne et de Carpentras (Midi de France), qui s'appliquent correctement à plusieurs parties du monde, à l'exception des régions qui sont caractérisées par une atmosphère trop chargé de poussières l'exemple des régions de Sahel tel que le Mali, Le Niger pendant quelques périodes de l'année. Pour l'Algérie les expériences effectuées montrent la validité des formules de **Perrin de Brichambaut** au nord de l'Algérie comme au sud. Le rayonnement global sur un plan horizontal est la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus, estimé par l'expression suivante :

$$G_{hor} = I_{hor} + D_{hor} \quad (\text{II.12})$$

Où, G_{hor} : étant le rayonnement global reçu par un plan horizontal en $W.m^{-2}$

I_{hor} : Rayonnement normal reçu par un plan horizontal en $W.m^{-2}$

D_{hor} : Rayonnement diffus provenant du ciel, reçu par un plan horizontal en $W.m^{-2}$.

Le rayonnement direct sur un plan horizontal peut être estimé comme suit :

$$I_{hor} = A \sin h \exp \frac{-1}{C \cdot \sin (h + 2)} \quad (\text{II.13})$$

Avec,

- η : étant la hauteur du soleil en degré.
- **A**, **B** et **C** sont des constantes qui dépendent de la qualité du ciel, dont les valeurs sont exprimées d'après le tableau (II,4) suivant :

Nature du ciel	A	C
Ciel très pur (très clair) (CC)	1300	6
Ciel moyen (CM)	1230	4
Ciel pollué (CP)	1200	2.5

Tableau (II,4) : valeurs des constantes A et C en fonction de la nature du ciel
(modèle de Perrin de Brichambaut)

De la même façon, le rayonnement diffus en provenance du ciel est aussi en fonction de la qualité du ciel, exprimé par la relation (II.14) suivante :

$$D = B \cdot (\sin h)^{0.4} \quad (\text{II.14})$$

Avec B est une constante qui dépend de la nature du ciel, Tableau (II,5)

Nature du ciel	B
Ciel très pur (très clair) (CC)	87
Ciel moyen (CM)	125
Ciel pollué (CP)	187

Tableau (II,5) : valeurs de B en fonction de la nature du ciel
(modèle de Perrin de Brichambaut)

Selon un autre proche le rayonnement global sur un plan horizontal peut être aussi estimé par la formule globale de **Perrin de Brichambaut** exprimée par la relation :

$$D_{\text{hor}} = A \cdot (\sin h)^D \quad (\text{II.15})$$

Avec A et D sont des constantes dont les valeurs dépendent aussi de la nature du ciel voir tableau (II,6):

Nature du ciel	A	D
Ciel très pur (très clair) (CC)	1150	1.15
Ciel moyen (CM)	1080	1.22
Ciel pollué (CP)	990	1.25

Tableau (II -6) : valeurs de A et D en fonction de la nature du ciel

II.6.1.2. Rayonnement solaire sur un plan incliné (perrin de brichambaut)

Si les éclairagements solaires incidents directs, diffus ou globaux sur un plan horizontal sont connus, on peut calculer l'éclairagement solaire sur un plan incliné et d'orientation quelconque.

Dans ce cas l'irradiation globale arrivant sur une surface réceptrice inclinée, est constituée de trois composants[7]:

1. Composante directe du rayonnement solaire
2. Composante diffuse isotrope provenant du ciel.
3. Composante diffuse provenant du sol

$$S_{(B)} = I_{hor} + R_b \quad (\text{II.16})$$

Où,

I_{hor} : étant le rayonnement direct sur un plan horizontal eq.(II-17).

• R_b : Est une fonction purement géométrique qui désigne le rapport entre le cosinus de l'angle d'incidence (θ) du rayonnement sur le plan incliné et le sinus de la hauteur du soleil, qui fait apparaître l'effet d'orientation du plan incliné, de la latitude du lieu de la date et l'heure de la journée, ce rapport désigné par R_b est appelé facteur d'inclinaison du rayonnement direct, pour une surface face au sud, exprimé par la relation suivante :

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\sin h} = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cdot \cos \sigma \cdot \cos w + \sin(\varphi - \beta) \cdot \sin \sigma}{\cos \varphi \cdot \cos \varphi \cdot \cos w + \sin \varphi \cdot \sin \sigma} \quad (\text{II.17})$$

D'autre part le rayonnement isotrope venant de toutes les directions en provenance du ciel, sur un plan incliné est de la forme :

$$D_{ciel-(B)} = D_{hor} + \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad (\text{II.18})$$

Finalement, la part du rayonnement réfléchi en provenance du sol et reçu par le plan incliné s'écrit :

$$D_{ciel-(B)} = I_{hor} + \sin h \cdot D_{hor} + \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \cdot \rho \quad (\text{II.19})$$

Où, β : étant l'angle d'inclinaison par rapport à l'horizontal.

ρ : étant la réflectivité moyenne du sol avoisinant au plan incliné, caractérisé par un coefficient désigné par l'albédo du sol Tableau (II.7).

Nature du sol	Réflectivité moyenne (Albédo moyen)
Terre labourée	0.2
Herbages verts	0.25
Herbe sèche	0.2
Champs cultivé	0.15
Forêts	0.15
Déserts	0.3
Sable sec	0.25
Cailloux	0.2
Villes	0.15
Bitume	0.15
Ciment, Béton, Gravier	0.25
Pierre	0.2
Calcaire	0.45
Peinture blanche, chaux	0.8
Peinture noire	0.05
Neige fraîche	0.8
Neige ancienne	0.6
Lac, mer calme (hauteur soleil $> 30^\circ$)	0,05

Tableau (II.7): Albédo moyen de quelque type de sols les plus fréquents

Chapitre III

Étude théorique et expérimentale du
mur solaire

III.1.Introduction

L'utilisation passive de l'énergie solaire est un thème qui a été très étudié. Cette technique permet de faire diminuer les besoins de chauffage (en climat tempéré ou froid). Quelques règles techniques architecturalement assez simples ont été élaborées. Une règle importante (en considérant au préalable que le bâtiment est orienté au Sud) consiste à mettre plus de vitrage sur la façade sud que sur la façade Nord du bâtiment, avec du vitrage à faibles pertes thermiques ($U < 2 \text{ w m}^{-2} \text{ K}^{-1}$). Il est également souvent plus avantageux de concevoir un bâtiment avec plus de vitrage sur la façade Est que sur la façade Ouest pour limiter les surchauffes de l'été.

De même, pour éviter un apport de gain solaire trop important l'été par le vitrage de la façade sud, il faut installer des brises soleil opaques au-dessus de ces vitrages afin de laisser passer le soleil l'hiver et de protéger les vitrages l'été. Rappelons également qu'une des règles indissociables de la conception bioclimatique est de prévoir une isolation thermique suffisante pour avoir de faibles besoins de chauffage, par l'extérieur des parois si l'on veut profiter de l'inertie de l'enveloppe du bâtiment. Une méthode qui permet également faire de diminuer les besoins de chauffage est celle de la zone tampon. Par exemple, placée du côté Nord, une zone telle qu'un garage à voiture permet de faire diminuer les pertes du bâtiment vers l'extérieur. En façade Sud, une véranda, en plus de jouer également le rôle de zone tampon, peut permettre de préchauffer de l'air si le rayonnement solaire est suffisant. Il faut par contre bien veiller à concevoir la véranda pour éviter une surchauffe l'été.

D'autres techniques à peine plus sophistiquées existent également. La technique du double peau, ou du mur rideau consiste à rajouter par-dessus l'enveloppe une paroi transparente, en laissant un certain espace d'air entre cette paroi et le bâtiment. La lame d'air permet de rajouter une résistance thermique entre l'enveloppe et le bâtiment (ce qui revient à jouer le rôle de zone tampon), de préchauffer ou chauffer l'air du bâtiment en hiver, de créer une ventilation naturelle l'été, et de servir de barrière acoustique. Enfin, la technique du mur Trombe consiste à chauffer une paroi à forte inertie, et de restituer par la suite la chaleur emmagasinée. Ce mur Trombe est en général protégé de l'extérieur par un vitrage isolant ou un isolant semi transparent.

Enfin, il ne faut pas oublier que la conception bioclimatique, en plus de prendre grandement en considération le solaire passif, se doit de prendre en compte les ressources solaires, la présence de masques proches ou lointains et l'exposition au vent, et de manière générale le climat. Une conception d'un bâtiment se situant dans un pays chaud sera tout à fait différente que celle se situant dans un pays au climat froid ou tempéré. Il faut dans ce cas essayer de prendre en compte le rafraîchissement possible grâce à la ventilation naturelle, technique qui est tout aussi valable dans les climats tempérés. [8].

III.2. Les Murs solaires

La technique du mur Trombe (ou mur solaire) a été imaginée dans les années 60 avec les technologies de l'époque, en particulier des vitrages simples [Trombe et al. 1965]. Ce concept n'a pas réellement été développé par la suite puisqu'il s'est avéré que le bilan énergétique d'un tel composant solaire n'était pas assez satisfaisant. Cependant, de récents progrès technologiques, comme l'utilisation de vitrages à isolation renforcée par exemple, permettent de reconsidérer le potentiel d'efficacité du mur solaire. Des travaux ont été menés dans les années 90 sur l'isolation transparente, mais le coût de ce composant reste élevé. D'autre part les modèles utilisés à cette époque se basaient sur un calcul très simplifié des mouvements d'air en circulation.

III.2.1. Principe de fonctionnement

Le principe du mur solaire est de capter le rayonnement solaire par effet de serre en recouvrant le mur d'un matériau transparent (vitrage par exemple), de stocker cette énergie, et de la restituer au bâtiment selon un certain déphasage. Le transfert de chaleur se fait par conduction à travers la paroi chauffée, et par convection naturelle à travers la lame d'air. Fig III-1

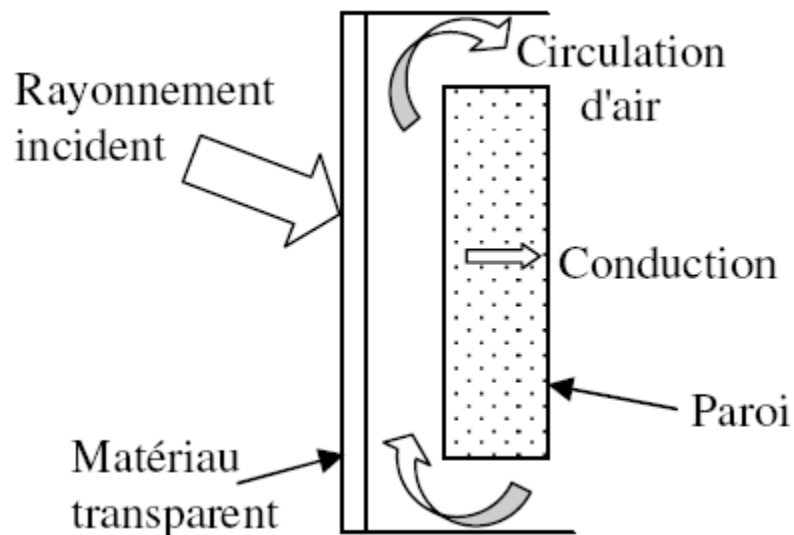


Figure. (III-1) Schéma de principe

III.2.2. Éléments constitutifs

- **Couverture transparente :**

Le verre est généralement choisi pour les couvertures de mur capteur à cause de ses propriétés optiques. Néanmoins sa tenue aux chocs ne peut être assurée en fonctionnement qu'au prix d'une épaisseur élevée (4 parfois 6 mm) ou de traitements particuliers (trempe). Il reste deux inconvénients majeurs à l'emploi du verre : son poids et les risques de casse accidentelle en transport, en manutention ou lors de la pose.

C'est pourquoi de nombreux fabricants de capteurs solaires s'orientent vers l'emploi de matières plastiques, moins lourdes et moins fragiles. Néanmoins, si le verre peut être considéré

comme un matériau de référence en vieillissement, l'emploi de matériaux polymériques nécessite une étude sérieuse de leur durabilité.

Actuellement les trois matières plastiques utilisées comme couvertures sont :

- le polyméthacrylate (PMMA) : est un thermoplastique transparent parfois appelé verre acrylique, chimiquement, c'est le polymère synthétique de méthacrylate de méthyle.
- le polycarbonate (PC),
- le polyester renforcé aux fibres de verre (PRV) : Le PRV est un matériau composite thermodurcissable, principalement constitué de résine de polyester insaturé, renforcé de fibres de verre et chargé en agrégats. La résine polyester joue le rôle de liant entre les différents composants.

Ces trois matériaux sont connus et employés dans certaines applications, dans le bâtiment depuis déjà de nombreuses années.[9].

Le tableau III.1 regroupe les propriétés de différentes surfaces transparentes.

Matière	réflexion	Epaisseur (mm)	transmittance $\lambda=0.4\div 2.5\mu\text{m}$	transmittance $\lambda=2.5\div 40\mu\text{m}$	C_p ($\text{kJ}/\text{kg}\text{K}$)	ρ (kg/m^3)
Verre	1.518	3.175	0.840	0.020	0.754	2489
fibre de verre polyester renforcé	1.540	6.350	0.870	0.076	1.465	1399
Fibre acrylique (plexiglass)	1.490	3.175	0.900	0.020	1.465	1189
Polycarbonate (lexan)	1.586	3.175	0.840	0.020	1.193	1199
Polytétrafluoroéthylène (teflon)	1.343	5.080	0.960	0.0256	1.172	2480
Fluorure de polyvinyle (Tedlar)	1.460	1.016	0.920	0.07	1.256	1379
Polyster (mylar)	1.460	1.270	0.870	0.178	1.046	1394
fluorure de polyvinylidène (Kynar)	1.413	1.016	0.930	0.230	1.256	1770
Polyéthylène	1.500	1.016	0.920	0.810	2.302	910

Tableau III.1 : propriétés de différentes surfaces transparentes [11]

- **Lame d'air ventilé**

D'une manière générale l'épaisseur de la lame d'air influe sur les échanges convectifs entre le mur et le vitrage. La lame d'air située entre la vitre et le mur se comporte comme un isolant vis-à-vis de la transmission de chaleur par conduction. Cependant, si l'épaisseur de cette lame est trop grande, une convection naturelle intervient, d'où une perte d'énergie. Pour les températures usuelles de fonctionnement, l'épaisseur de la lame d'air est de 2.5 cm. Pour des épaisseurs supérieures à 4 cm, les mouvements de convection sont importants et le coefficient d'échange n'est guère amélioré. Donc pour une lame d'air comprise entre 10, 20 et 30cm. Le coefficient d'échange reste constant, la chaleur est transférée par convection naturelle.

- **Paroi captatrice**

La paroi absorbante est la face du mur en béton exposée au rayonnement solaire, Elle est recouverte par une peinture noir sélective. Son émissivité (et donc son absorptivité) est fonction de la longueur d'onde. Le tableau ci-dessous représente les propriétés des quelques revêtements sélectifs

revêtements sélectifs	A	ε	α/ε
chrome noir (Black Chrome Black)	0.93	0.10	9.3
Nickel de nickel poli (Nickel on polished nickel)	0.92	0.11	8.14
Nickel noir sur le fer galvanisé (Black Nickel on galvanized iron)	0.89	0.12	7.4
CuO sur le nickel	0.81	0.17	4.7
Co ₃ O ₄ sur l'argent	0.90	0.27	3.3
CuO sur l'aluminium	0.93	0.11	8.5
CuO sur l'aluminium anodisé (on anodized aluminum)	0.85	0.11	7.7

Tableau III.2 : les propriétés de quelques revêtements sélectifs [12]

III.2.3. Quelques configurations de mur

A partir du mur solaire représenté sur la figure (III.1), il a été imaginé de nombreuses variantes pour tenter d'optimiser ce système. Il est d'abord possible d'ajouter une surface absorbante sur la paroi pour optimiser l'absorption du rayonnement par celle-ci. Une épaisseur d'isolant peut être ajoutée à l'arrière de la paroi pour éviter les surchauffes. (Et aussi pour diminuer les déperditions du bâtiment). (Figure III.2).

Pour diminuer les pertes thermiques du mur solaire, il est possible d'ajouter une lame d'air entre le vitrage et l'absorbeur. L'absorbeur peut aussi être séparé de la masse thermique. (Figure III.3).

Il existe aussi différents types de circulation d'air, comme il est représenté par les schémas de la figure III.4.

- lame d'air fermée: il existe un mouvement de convection naturelle interne à la lame d'air;
- Circulation de type chauffage: l'air circule entre la zone à chauffer et le mur solaire;
- Circulation de type préchauffage: l'air provient de l'extérieur, passe par le mur solaire, et est injectée dans la zone à chauffer ;
- Circulation de type tirage: le mur solaire peut être utilisé l'été pour ventiler le bâtiment en créant un tirage thermique [13]

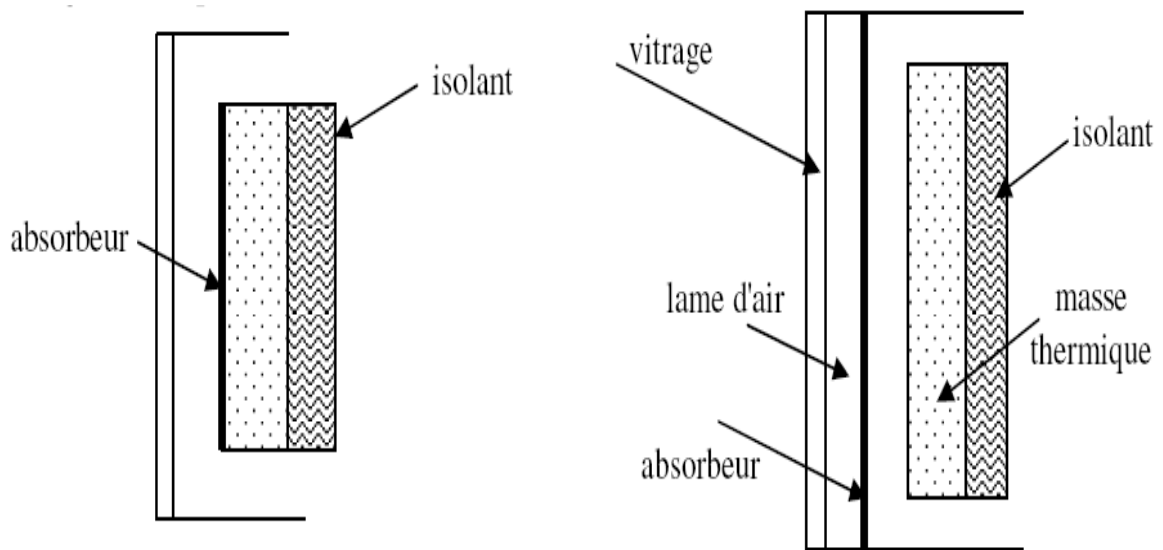


Figure. (III.2): mur solaire avec absorbeur et isolant **Figure. (III.3):** mur solaire avec lame d'air entre le vitrage et l'absorbeur séparé de la masse thermique.

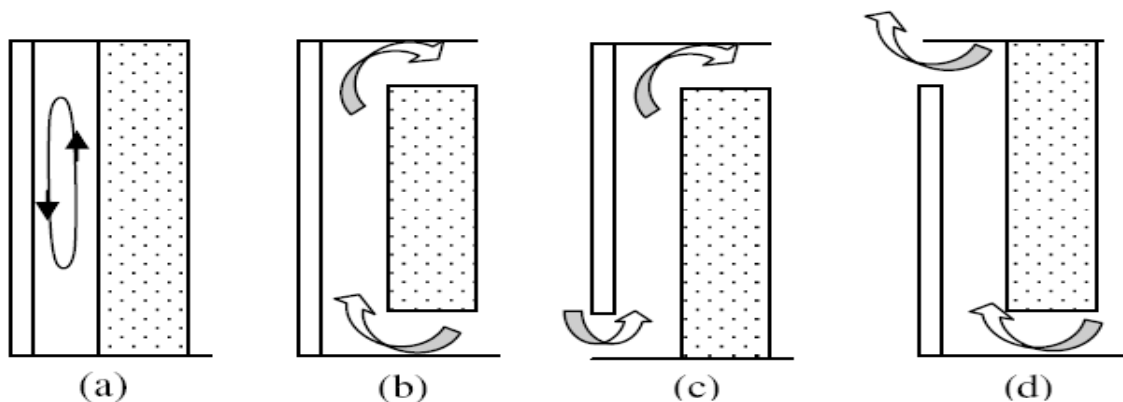


Figure (III.3): Différents types de circulation d'air: lame d'air fermée (a), chauffage (b), préchauffage (c), étirage (d).

III.3. Caractéristiques d'un mur de stockage thermique

Un mur de stockage thermique est essentiellement un capteur solaire haute-capacité couplé directement à la chambre de l'habitat. Les rayonnements solaires absorbés transfèrent à la chambre soit par conduction à travers la surface intérieure du mur ou bien par convection due la circulation de l'air à travers la lame d'air ventilée. La paroi perd de l'énergie à l'environnement par conduction, convection et rayonnement à travers les couvertures de vitrage. Le modèle de mur de Trombe utilisé dans TRNSYS, Le débit d'air thermosiphon est déterminé en appliquant l'équation de Bernoulli.

Pour simplifier, on suppose que la densité et la température de l'air dans la lame d'air varient linéairement avec la hauteur. la solution de l'équation de Bernoulli pour la vitesse moyenne de l'air dans les rendements de la lame d'air ventilé donné par la formule suivante. [15]

$$\bar{V} = \sqrt{\frac{2gh}{C_1 \left(\frac{A_g}{A_v}\right)^2 + C_2} \cdot \frac{(T_m - T_s)}{|T_m|}} \quad (\text{III.1})$$

où

A_g = surface totale de la lame d'air (m^2).

A_v = surface de ventilation totale (m^2).

C_1 = taux de perte de pression de ventilation.

C_2 = Coefficient de perte de pression dans la lame d'air.

g = accélération due à la gravité (m/s^2).

T_m = température de l'air (K).

Le cas où l'aire est échangé avec le milieu extérieur le terme T_s devient (T_a), et le cas où l'aire est échangé avec la chambre, le terme T_s devient T_R .

Le terme $C_1(A_g/A_v)^2 + C_2$ représente les pertes de pression du système.

Le rapport $(A_g/A_v)^2$ c'est le rapport entre la vitesse d'air à travers les sections de passage (orifices) et la vitesse d'air dans la lame d'air.

La résistance thermique (R) de le flux énergétique entre la lame d'air et la chambre lorsque le débit massique (\dot{m}) est définitif, donnée par. [15]

$$R = \frac{A \left\{ \left(\frac{\dot{m} c_{pa}}{2h_c A} \right) \left[\exp\left(-\frac{2h_c A}{\dot{m} c_{pa}} \right) - 1 \right] - 1 \right\}}{\dot{m} c_{pa} \left[\exp\left(-\frac{2h_c A}{\dot{m} c_{pa}} \right) - 1 \right]} \quad (\text{III.2})$$

Où

A = surface du mur (m^2).

c_{pa} = la chaleur spécifique de l'air ($J/kg \cdot ^\circ C$).

h_c = Coefficient de transfert de chaleur dans la lame d'air ($W/m^2 \cdot K$).

La valeur de h_c , le coefficient de transfert de chaleur entre la lame d'air, le mur et le vitrage, quand l'air s'écoule à travers les orifices. Pour un taux de débit nul l'expression de h_c donnée comme suit : (Randal et al., 1979)

$$h_c = \frac{K_a}{L} [0.01711(GrPr)^{0.029}] \quad (\text{III.3})$$

Où :

K_A = Conductivité thermique de l'air en (W / m- ° C).

L = la Longueur (m).

Gr = Numéro Grishof.

Pr = Numéro Prandtl.

Où

$$x^* = \frac{h}{RePr \frac{2Ag}{1+w}} \quad (\text{III.4})$$

Où h : est la distance entre les ouvertures inférieure et supérieure en (m) et w est la largeur de mur (m).

III.4. Performance des murs de stockage thermiques

La figure III.5a, illustre un bâtiment avec un mur de stockage thermique. Où ; L_m est la perte d'énergie mensuelle du bâtiment, Q_{aux} est l'énergie auxiliaire requise pour couvrir la charge, Q_D est l'excès d'énergie absorbée requise pour couvrir la charge qui ne peut pas être stockée et doit être déversée, et T_R est la température ambiante moyenne.

L'analyse des parois de stockage thermique est présentée par Mosen et al.[15]

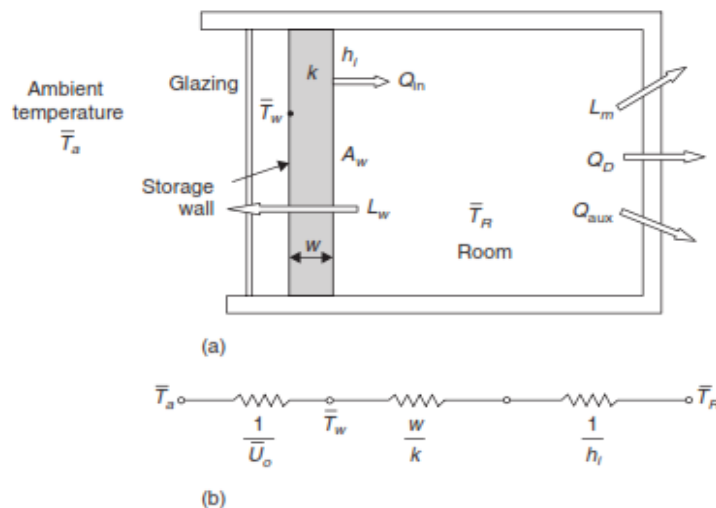


Figure (III.4): (A) : Schéma d'une paroi de stockage thermique. (b) Circuit électrique équivalent pour le flux de chaleur à travers le mur.

La perte d'énergie mensuelle du bâtiment, L_m , est définie comme suit:

$$L_m = \int_{month} [(UA)(\bar{T}_R - \bar{T}_a) - g]^+ dt = \int_{month} [(UA)(\bar{T}_b - \bar{T}_a)]^+ dt \quad (III.5)$$

Où:

(UA)= produit du coefficient global de transfert de chaleur et la surface du bâtiment(W/ °C).

g= taux de production de chaleur(W).

T_a =température ambiante moyenne (° C).

T_b Température intérieur moyenne à l'équilibre (° C) $T_b = T_R - g / (UA)$.

L'intégration de l'équation (III.6) par rapport au temps t, et le signe plus indique que seules les valeurs positives sont considérées. Si (UA) et g sont constants, Lm peut être trouvé à partir de l'équation suivante :

$$L_m = (UA)(DD)_b \quad (III.6)$$

Où $(DD)_b$ Les degrés-jours mensuels évalués à T_b . La perte mensuelle d'énergie du bâtiment à travers le mur de stockage, L_w , en supposant que la transmissivité de vitrage est nul ,on peut trouver que :

$$L_w = U_w A_w \quad (III.7)$$

Où

A_w =Zone de stockage thermique (m^2).

U_w =Coefficient global de transfert de chaleur de la paroi de stockage thermique, y compris Le vitrage ($W / m^2 - ° C$).

DD_R le degrés-jours mensuel évalués à T_R .

Remarque : Les degrés-jours sur une journée sont l'écart entre la température extérieure et la température intérieure.

A partir de la figure III.5b, le coefficient global de transfert de stockage thermique du mur , y compris les vitrages, est donné à par :

$$U_w = \frac{1}{\frac{1}{\bar{U}_0} + \frac{w}{k} + \frac{1}{h_i}} \quad (III.8)$$

Où

W =épaisseur de paroi (m)

K= conductivité thermique de la paroi de stockeuse ($W / m- ° C$).

h_i = coefficient de de surface intérieure de la paroi, $8,33 W / m^2 - ° C$,

\bar{U}_0 =coefficient global de transfert de la surface extérieure de la paroi à travers le vitrage vers l'ambiance ($W / m^2- ° C$).

Généralement, l'isolation utilisée pour réduire la perte de chaleur à la nuit. Dans ce cas, le coefficient transfert de chaleur global moyen \bar{U}_0 est donnée par :

$$\bar{U}_0 = (1-F)U_0 + F \left(\frac{U_0}{1 + R_{ins} U_0} \right) \quad (III.9)$$

Où

U_0 =Coefficient global sans isolation ($W / m^2 - ^\circ C$).

R_{ins} =résistance thermique de l'isolation ($m^2 - ^\circ C / W$).

F=fraction du temps où l'isolation de nuit est utilisée.

La valeur typique de U_0 pour un simple vitrage est de $3,7 W / m^2 - ^\circ C$ et pour double vitrage est de $2,5 W / m^2 - ^\circ C$

Le bilan énergétique mensuel du mur de stockage thermique donne :

$$\bar{H}_t(\bar{\mathcal{T}}\alpha) = U_k(\bar{T}_w - \bar{T}_R)\Delta t + U_0(\bar{T}_w - \bar{T}_a)\Delta t \quad (\text{III.10})$$

Où

\bar{H}_t = rayonnement journalier moyen mensuel incident par unité de surface (J / m^2).

$\bar{\mathcal{T}}\alpha$ = transmittance mensuelle moyenne du vitrage et le coefficient d'absorption du mur.

\bar{T}_w = Température moyenne de la surface de la paroi externe moyenne de T_w ; Voir la figure 6.5a ($^\circ C$).

\bar{T}_R = température mensuelle moyenne du bâtiment ($^\circ C$).

\bar{T}_a = température mensuelle moyennede l'ambiance ($^\circ C$).

Δt = nombre de secondes par jour

U_k = Le coefficient global de transfert de chaleur entre la surface extérieure du mur et l'intérieure de chambre ($W / m^2 - ^\circ C$). peut être obtenu par :

$$U_k = \frac{1}{\frac{w}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{h_i k}{w h_i + k} \quad (\text{III.11})$$

L'équation (III.11) Peut être résolue pour la température mensuelle moyenne de surface de la paroi extérieure :

$$T_w = \frac{H_t(\bar{\mathcal{T}}\alpha)(U_k \bar{T}_R + \bar{U}_0 \bar{T}_0)\Delta t}{(U_k - \bar{U}_0)\Delta t} \quad (\text{III.12})$$

Enfin, le gain net de chaleur thermique mensuel du mur stockeur vers le bâtiment est obtenu à partir de

$$Q_g = U_k A_w (\bar{T}_w - \bar{T}_R) N + \Delta t \quad (\text{III.13})$$

Où N = nombre de jours dans un mois.

III.5. Conception d'un prototype de mur capteur stockeur et essais expérimentaux sur site réel:

III.5.1. Description du prototype expérimentale

La chambre d'essai a été construite au niveau de la base de CCTE (centre de contrôle technique et d'expertise) - société privée algérien - sis à HASSI MESSAOUD de la willaya d'Ouargla. Latitude : $31^\circ 40' 49''$ Nord et Longitude : $6^\circ 04' 22''$ Est. La chambre a pour dimensions hors tout 2,30 m de hauteur, 2,60 m de longueur et 2,30 m largeur. Figure III.5



Figure (III.5): Chambre de test

Le mur solaire étudié est installé dans la paroi de côté sud de la chambre d'essai, avec une surface de captation égale à $1,60 \text{ m}^2$, d'une longueur $L_c = 2 \text{ m}$ et d'une largeur $l_c = 0,80 \text{ m}$, (Figure. III.7)

Nous résumons les principaux composants du mur capteur comme suit:

- Une seule couverture transparente de verre d'épaisseur 5 mm.
- Une lame d'air ventilée entre la vitre et la paroi stockeuse d'épaisseur 5 cm
- Une paroi stockeuse (mur en béton) peinte en noir mat sur la face extérieure avec une épaisseur de 25 cm .



Figure (III.6): la face intérieure de mur

III.5.2. Fonctionnement du mur capture type TROMBE étudié

Il s'agit d'un vitrage suivi d'une lame d'air et d'un mur en béton. Des ouvertures hautes et basses sont réalisées dans le mur afin de créer une circulation d'air par thermosiphon entre la lame d'air et l'air du local à chauffer. L'air chauffé dans la lame d'air pénètre par les ouvertures supérieures dans la pièce. Il se refroidit au contact de l'air du local et, une fois rafraîchi, revient par les ouvertures inférieures dans la lame d'air.

III.5.3 .Appareillages de mesures

- **Mesure du rayonnement solaire**

Le rayonnement global reçu sur le plan du capteur est mesuré en W/m^2 à l'aide d'un solarimètre type TM 207 et ceci durant la journée de l'expérience. Fig III-8



Figure (III.7): solarimètre TM 207

- **Mesure des températures**

La mesure des températures s'effectue à l'aide des thermocouples de type K dans plusieurs endroits du mur capteur. Voir figure III.9.

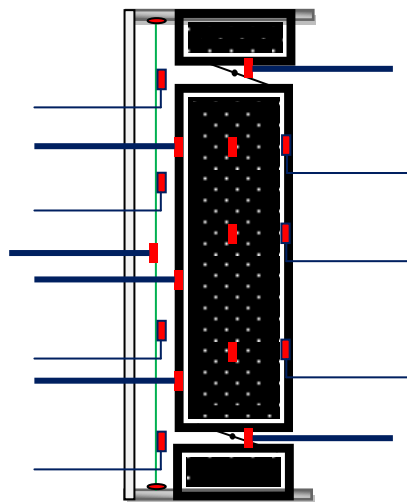


Figure (III.8): Thermocouples type k placés sur le mur trombe

L'ensemble des thermocouples est relié à un système d'acquisition de 24 voies de type JK-24AU, qui prélève la mesure tous les un minute, et les résultats sont affichés sur PC (communication R32) à l'aide de logiciel HE 130X compatible avec le système d'acquisition.



Figure (III.9): multiplex temperature tester

- **Logiciel d'acquisition.**

Le logiciel utilisé est appelé HE 310 X livrais avec l'appareil d'acquisition qui permet d'enregistrer et traiter les résultats des mesures.

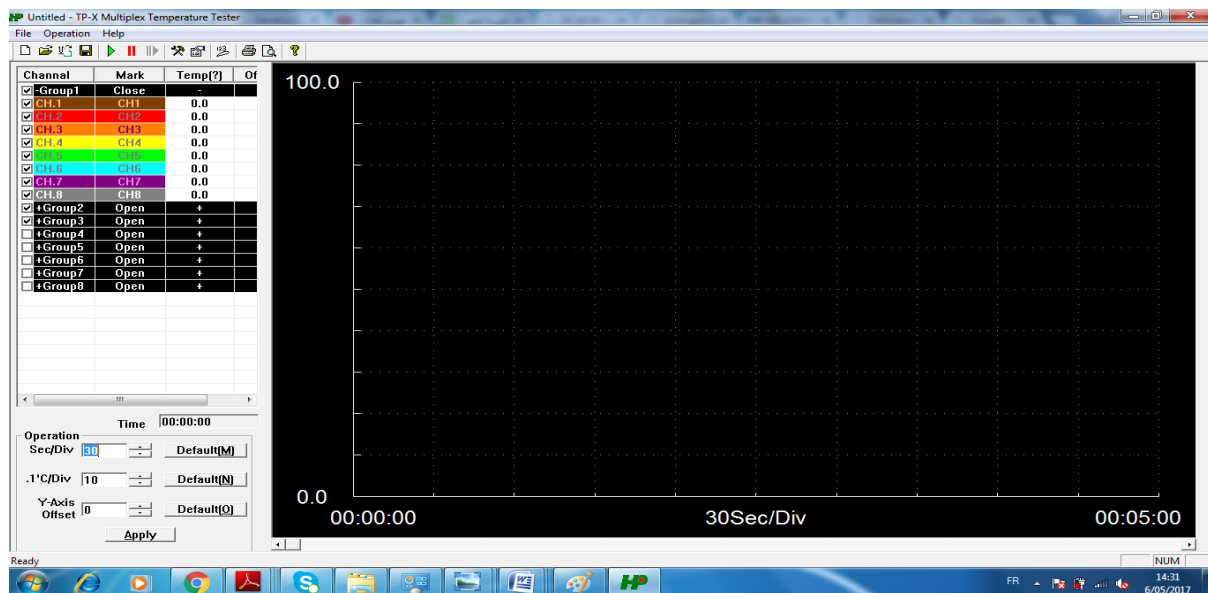


Figure (III.10): interface de logiciel HE 310 X

- **Mesure de la vitesse de vent et le débit d'air**

La vitesse de vent autour du mur et les débits d'entrée et de sortie sont mesurées à l'aide d'un anémomètre avec sonde thermique externe de haute résolution type AR 866



Figure (III.11): anémomètre avec sonde thermique externe AR 866

III.6. Résultats et discussion

Nous avons effectué les mesures des températures, rayonnement solaire et la vitesse de vent autour du mur capteur pour une semaine d'expérience, l'objectif des mesures est de suivre la variation des températures des différentes composantes du mur capteur au cours de la jour et de la nuit.

Le protocole expérimental de cette expérience consiste à mesurer et enregistrer les températures à intervalle régulier de 15 minutes.

Les résultats du test de trois journées prisent comme exemple sont présentés au-dessous pour les deux paramètres (températures et rayonnement).

III.6.1. Rayonnement solaire en fonction de temps

- **Pour Ciel totalement couvert (pollué).**

La figure (III.13) représente la variation de rayonnement solaire tombé sur la surface transparente du mur capteur -plans horizontale orienté vers le sud- en fonction du temps pour le 22 février 2017 sur le site expérimentale.

Le ciel est totalement couvert (pollué) ; la figure montre que la valeur maximal de flux solaire incident est égal à 900 Wm^{-2} à 14h.

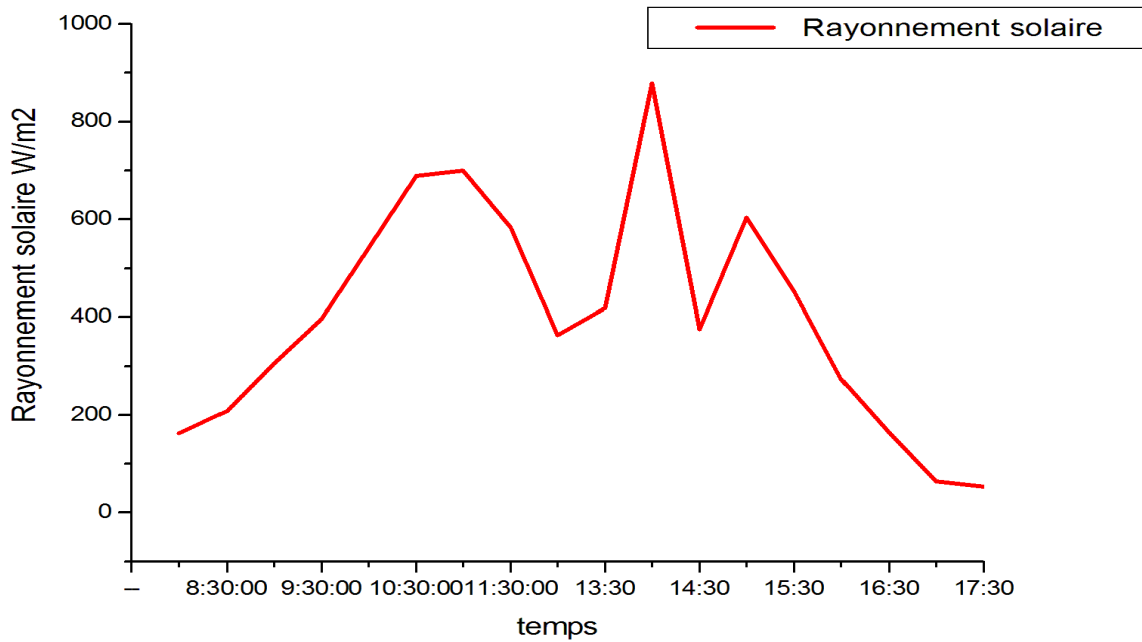


Figure (III.12): Rayonnement solaire en fonction de temps le 22/02/2017

- **Pour Ciel très clair**

La figure (III.14) représente la variation de rayonnement solaire tombé sur la surface transparente du mur capteur -plans horizontale orienté vers le sud- en fonction du temps pour le 22 février 2017 sur le site expérimentale. Le ciel est très clair ; la figure montre que la valeur maximal de flux solaire incident est égal à 1150 wm^{-2} à 12h

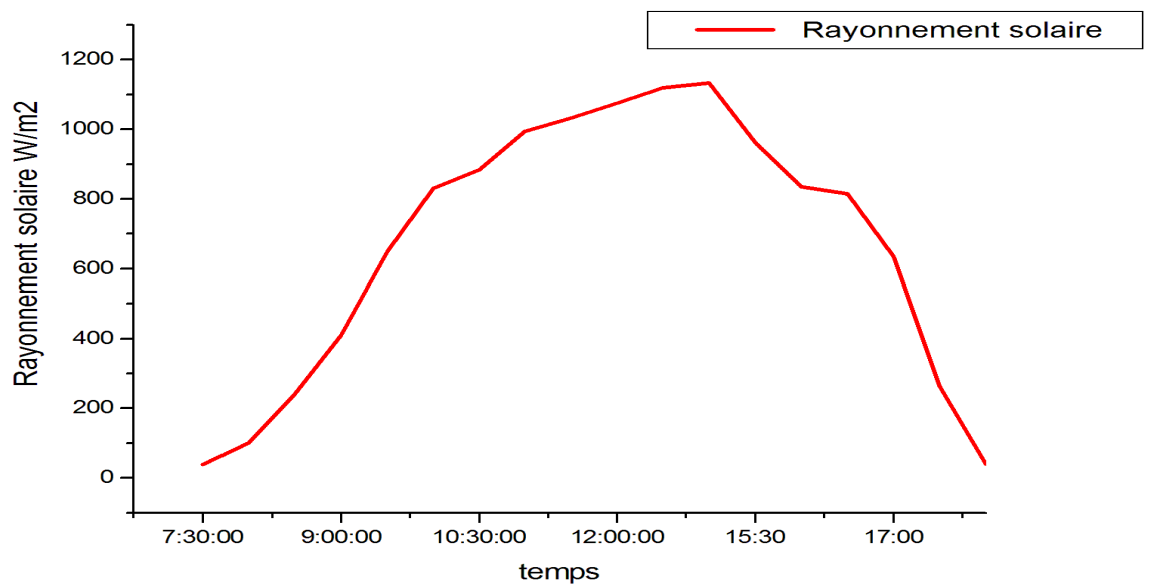


Figure (III.13): Rayonnement solaire en fonction de temps le 13/02/2017

- **Pour Ciel partiellement couvert (moyenne)**

La figure (III.15) représente la variation de rayonnement solaire tombé sur la surface transparente du mur capteur -plans horizontale orienté vers le sud- en fonction du temps pour le 24 février 2017 sur le site expérimentale.

Le ciel est partiellement couvert (moyenne) ; la figure montre que la valeur maximal de flux solaire incident est égal à 1100 W/m^2 à 14h

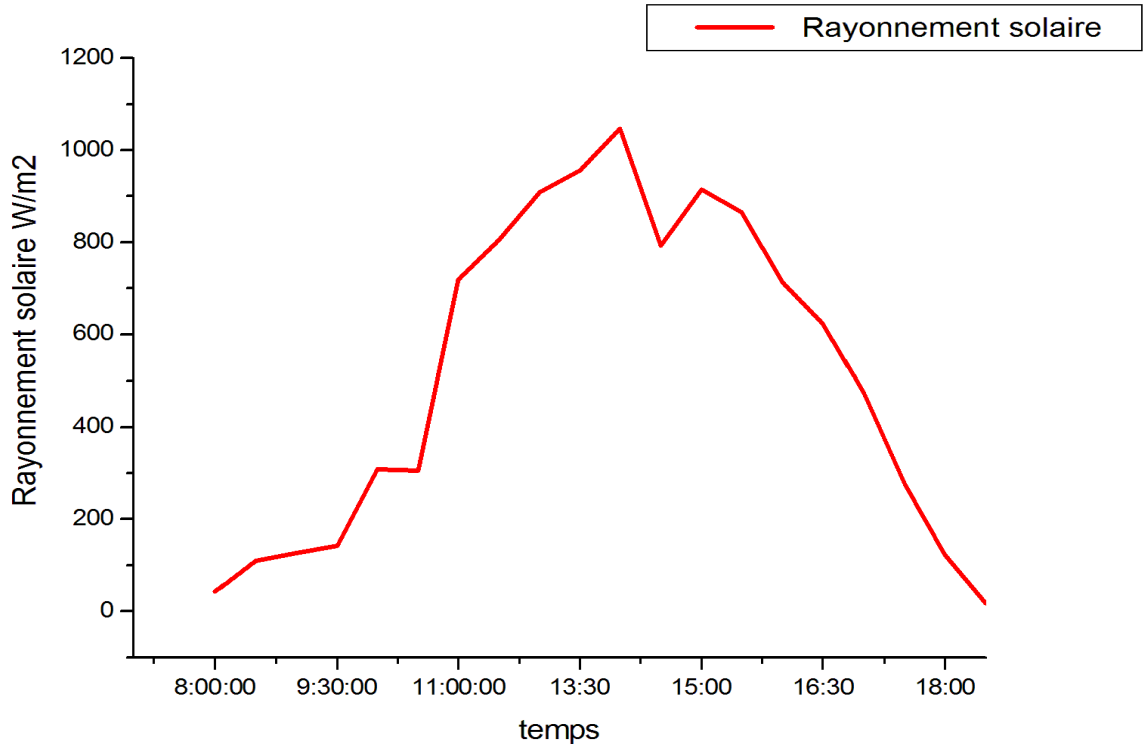


Figure (III.14): Rayonnement solaire en fonction de temps le 24/02/2017

III.6.2. Température de surface extérieure absorbante du mur et la température ambiante en fonction de temps

- **Pour Ciel totalement couvert (pollué).**

La figure (III.16) illustre la variation de la température de surface absorbante et la température du milieu extérieure en fonction du temps pour le 22 février 2017 sur le site expérimental au cours de 24 h d'expérience. Le ciel est totalement couvert (pollué) ; la comparaison entre les deux courbes apparaît que la température de surface absorbante (T_{ex}) est plus grande que la température ambiante de début à la fin de journée.

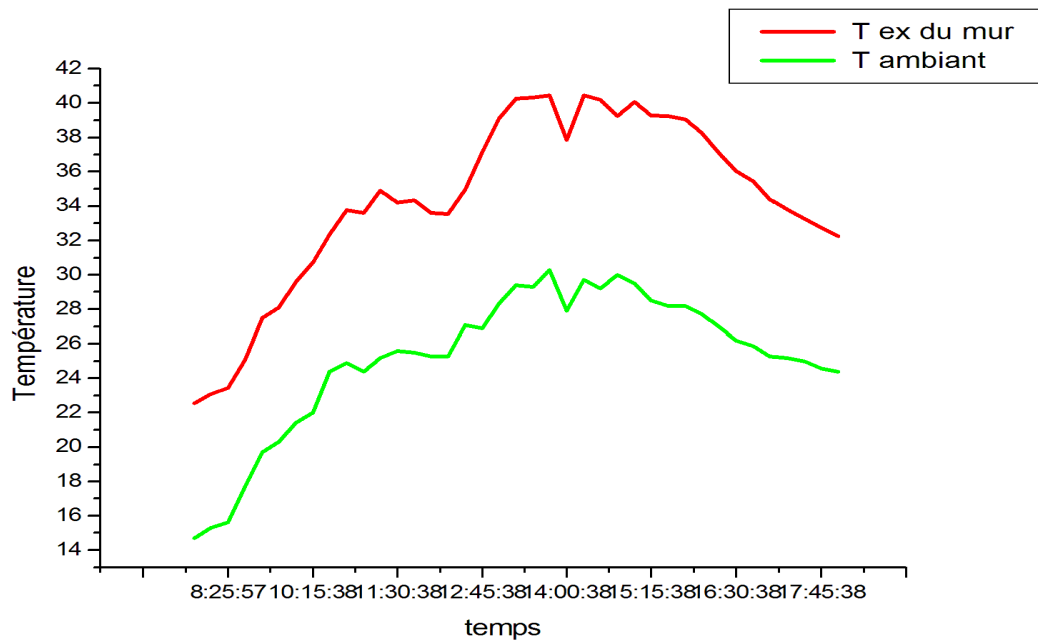


Figure (III.15): Température de surface extérieure absorbante du mur et température ambiante en fonction du temps le 22/02/2017.

- **Pour Ciel très clair**

La figure (III.17) illustre la variation de la température de surface absorbante et la température du milieu extérieure en fonction du temps pour le 13 février 2017 sur le site expérimentale au cours de 24 h d'expérience. Le ciel est très clair ; la comparaison entre les deux courbes apparaît que la température de surface absorbante (T_{ex}) est restée plus grande que la température ambiante de début à la fin de journée. La différence maximale est 22 C^0 à 14 h

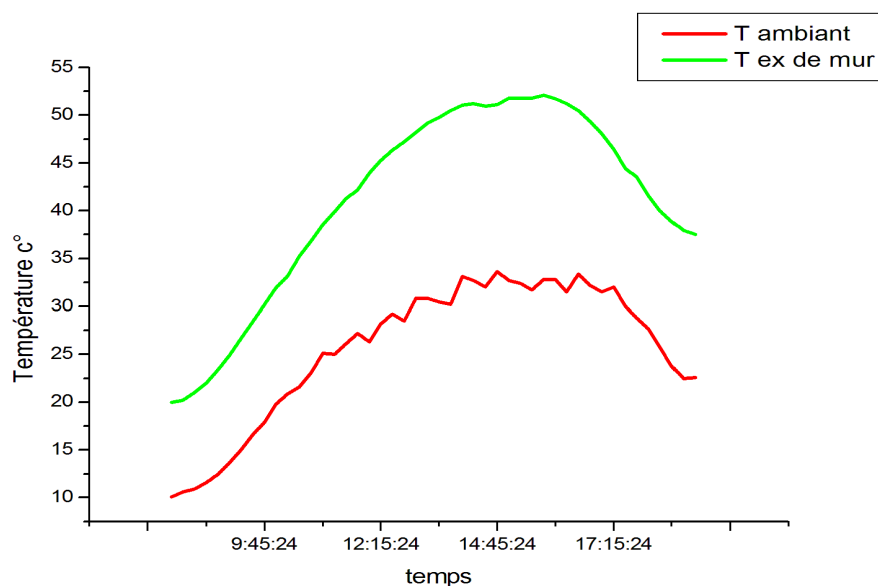


Figure (III.16): Température de surface extérieure absorbante du mur et température ambiante en fonction du temps le 13/02/2017.

- **Pour Ciel partiellement couvert**

La même remarque pour une journée partiellement clair ; La figure (III.18) illustre la variation de la température de surface absorbante et la température du milieu extérieure en fonction du temps pour le 24 février 2017 sur le site expérimentale au cours de 24 h d'expérience. Le ciel partiellement couvert ; la comparaison entre les deux courbes apparaît que la température de surface absorbante (T_{ex}) est plus grande que la température ambiante de début à la fin de journée. La différence maximale est 15 C^0

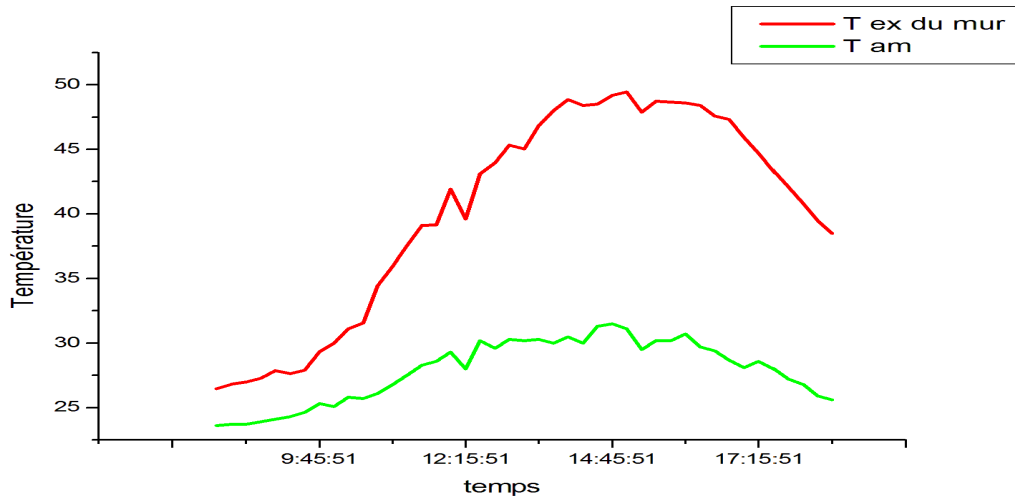


Figure (III.17): Température de surface absorbante du mur et température ambiante en fonction du temps le 24/02/2017.

III.6.3 Température à l'intérieure du mur en fonction de température ambiante

- **Pour Ciel totalement couvert (pollué).**

On remarque dans ces graphes que la température à l'intérieure du mur reste supérieure à la température ambiante. La valeur minimale de la T_{in} du mur est égale à 22 C^0 , par contre la valeur minimale de la température ambiante égale à 14 C^0 .

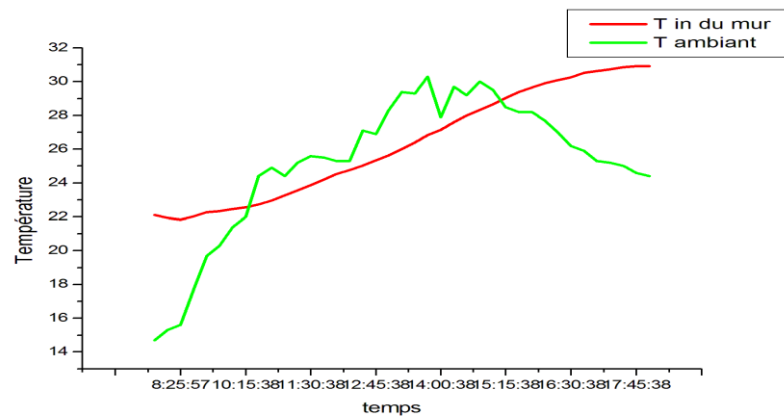


Figure (III.18):: Température à l'intérieure du mur et la température ambiante en fonction du temps le 22/02/2017

- **Pour Ciel très clair**

D'après la figure (III.20), la comparaison entre les deux courbes montre que la température intérieure du mur (T_{in}) augmente en fonction du temps et atteindre une valeur maximale 35 C^0 .

A 19 h où la température ambiante égale 17 C^0 , la température intérieure du mur est reste supérieure avec une différence $\Delta T = 18\text{ C}^0$. Cela peut justifier par la bonne conductivité thermique de béton.

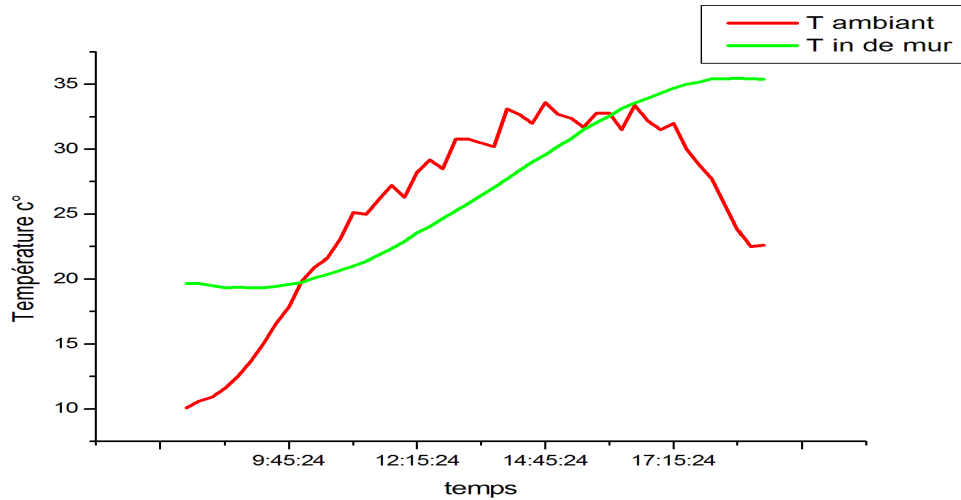


Figure (III.19): Température à l'intérieure du mur et la température ambiante en fonction du temps le 13/02/2017

- **Pour Ciel partiellement couvert**

Pour la figure (III 21), c'est facile à remarquer aussi la grande différence entre les deux courbes, par exemple à 19h où la température ambiante égale 17 C^0 , la température intérieure du mur est 35 C^0

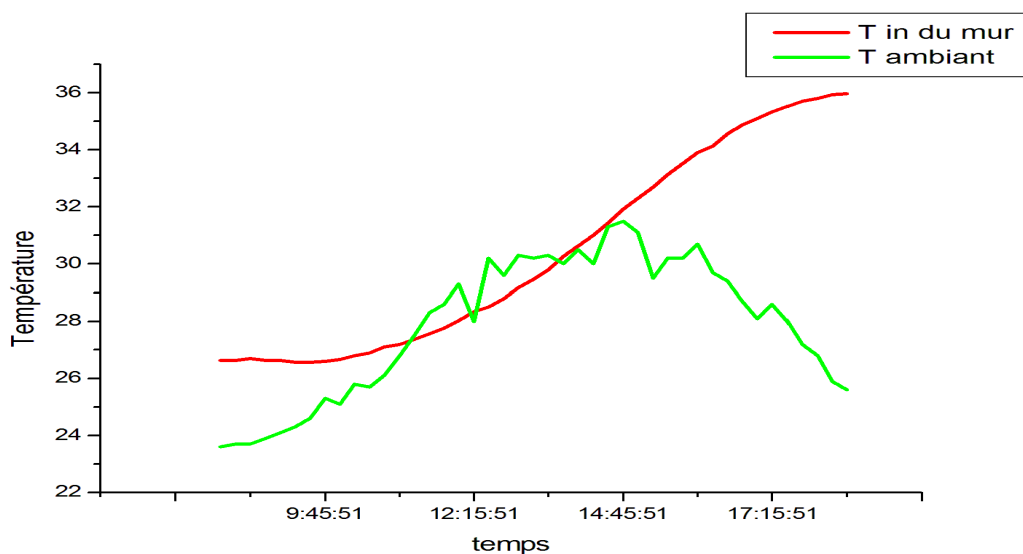


Figure (III.20): Température à l'intérieure du mur et la température ambiante en fonction du temps le 24/02/2017

III.6.4. Température sortie de l'air à travers le trou supérieure du mur en fonction de température ambiante:

Pour Ciel totalement couvert (pollué).

D'après la figure (III-21) on observe pendant le 24 h la température de sortie toujours plus grand que la température ambiante ça due à le phénomène de convection entre la surface captatrice du mur et l'air écoulé dans la l'aime d'aire.

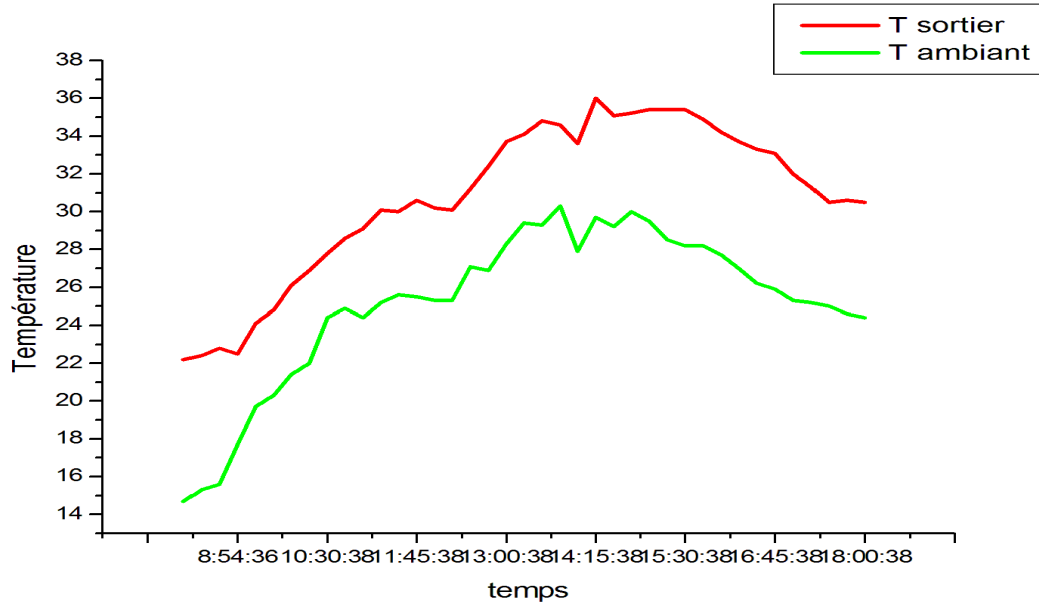


Figure (III.21): Température sortie de l'air à travers le trou supérieure du mur et température ambiante en fonction du temps le 22/02/2017.

- **Pour Ciel très clair :**

On remarque dans ces graphes que la température de sortie reste supérieure à la température ambiante. La valeur minimale de la Tsortiedu mur est égale à $45C^0$, par contre la valeur minimale de la température ambiante égale à $7C^0$ voir FIG III.23

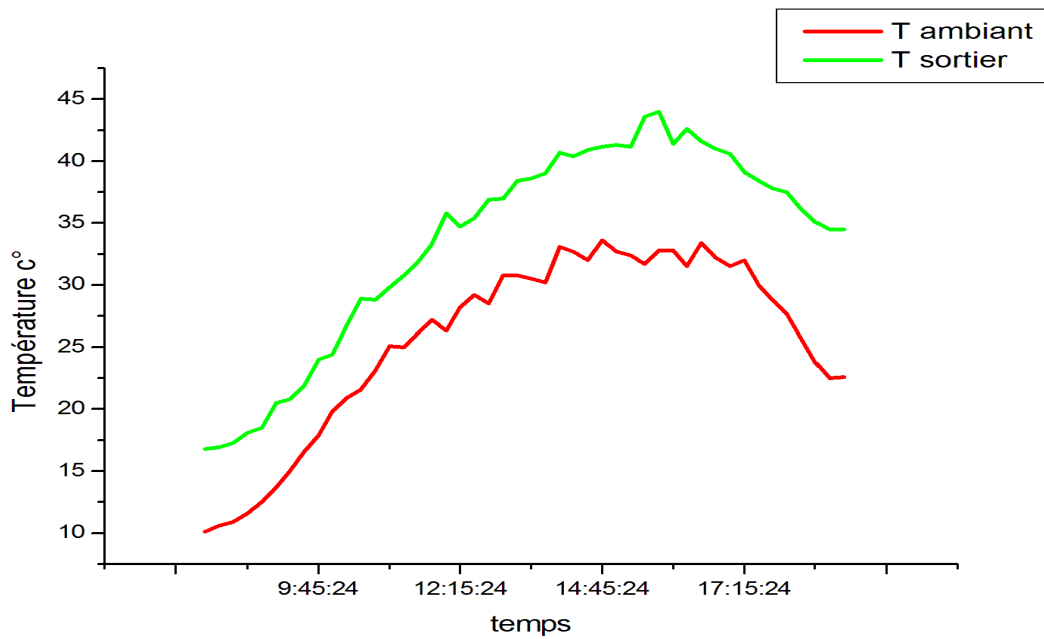


Figure (III.22): Température sortie de l'air à travers le trou supérieure du mur et température ambiante en fonction du temps le 13/02/2017.

- **Pour Ciel partiellement couvert :**

La figure III.24 montre comme les autres figures la différence entre la température de sortie de l'air et la température ambiante pour une journée partiellement couvert, et toujours on remarque la grande différence entre la température ambiante.

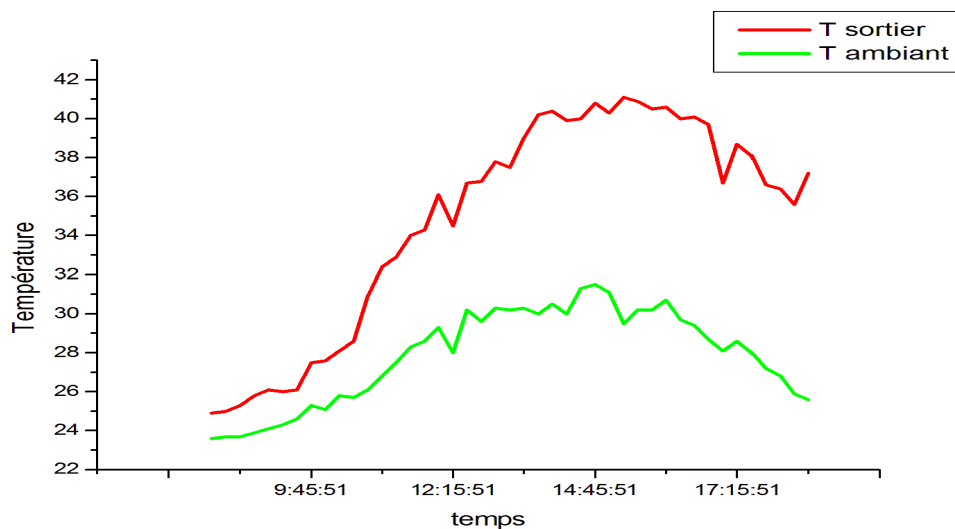


Figure (III.23):: Température sortie de l'air à travers le trou supérieure du mur et température ambiante en fonction du temps le 24/02/2017.

III.6.5. Température entrée de l'air à travers le trou inférieure du mur en fonction de température ambiante:

- Pour Ciel totalement couvert (pollué).

D'après le figure III-25, il apparaît que la différence entre la température d'entrée de l'air à travers le trou inférieure du mur et la température ambiante est très faible.

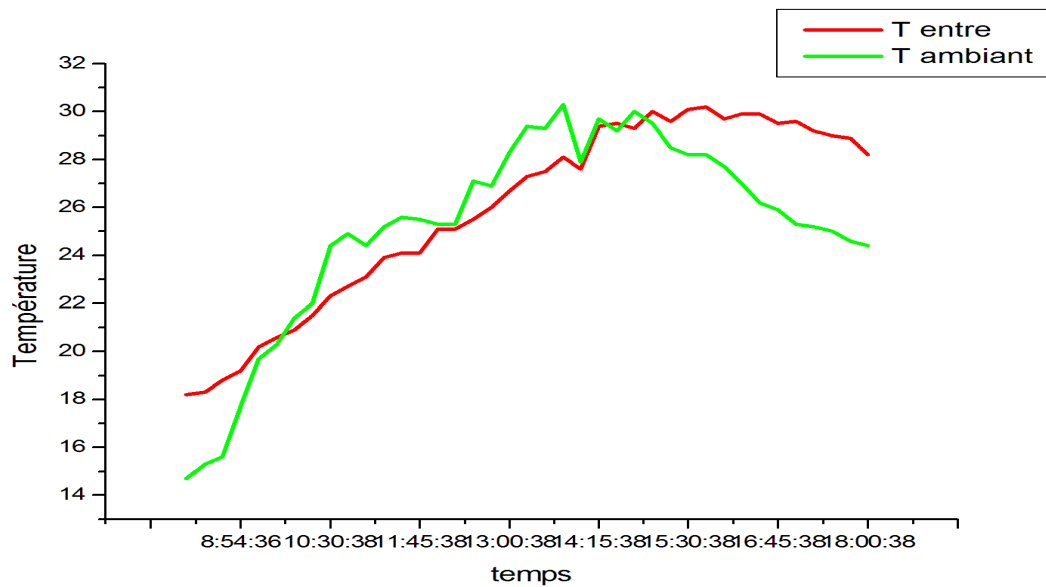


Figure (III.24): Température entrée de l'air à travers le trou inférieure du mur et température ambiante en fonction du temps le 22/02/2017

- Pour Ciel très clair :

Selon la figure III.26, on constate bien évidemment que les deux courbes sont confondues à partir de 9h jusqu'à 17 h .

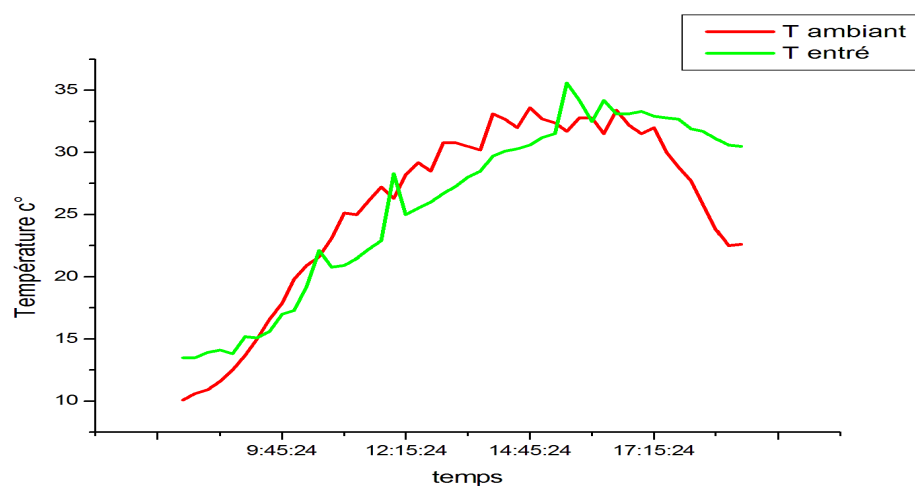


Figure (III.25): Température entrée de l'air à travers le trou inférieure du mur et température ambiante en fonction du temps le 13/02/2017

- Pour Ciel partiellement couvert:

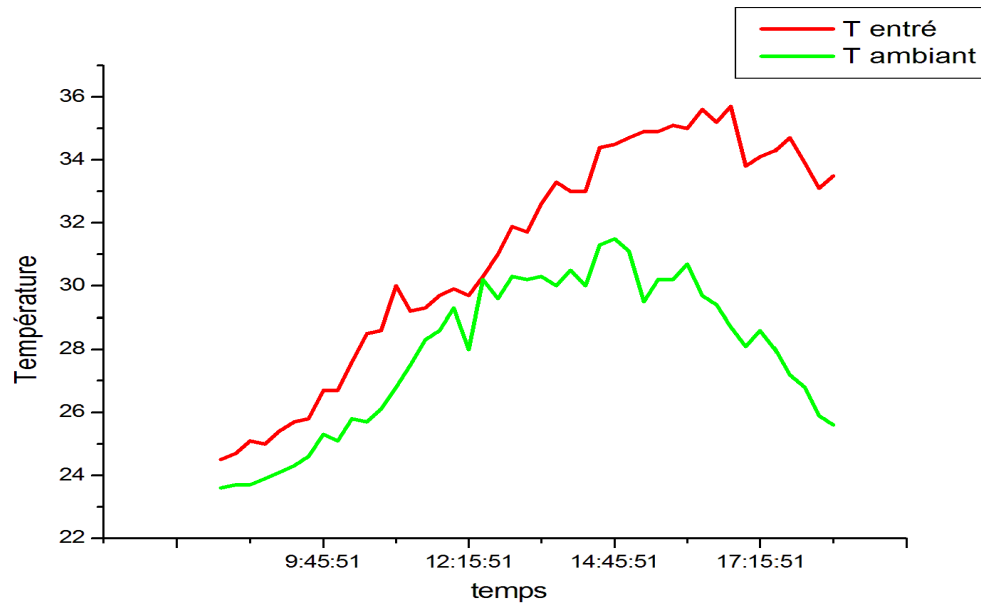


Figure (III.26): Température entrée de l'air à travers le trou inférieure du mur le 24 /02/2017.

III.6.6 .Température interne de la chambre et la température ambiante en fonction du temps

- Pour Ciel totalement couvert (pollué).

La variation de température à l'intérieure de la chambre pour un ciel totalement couvert illustré dans la figure III.28.

A 18 h où la température ambiante égale à 22C^0 , la température à l'intérieure de la chambre atteindre une valeur maximale 28C^0 .

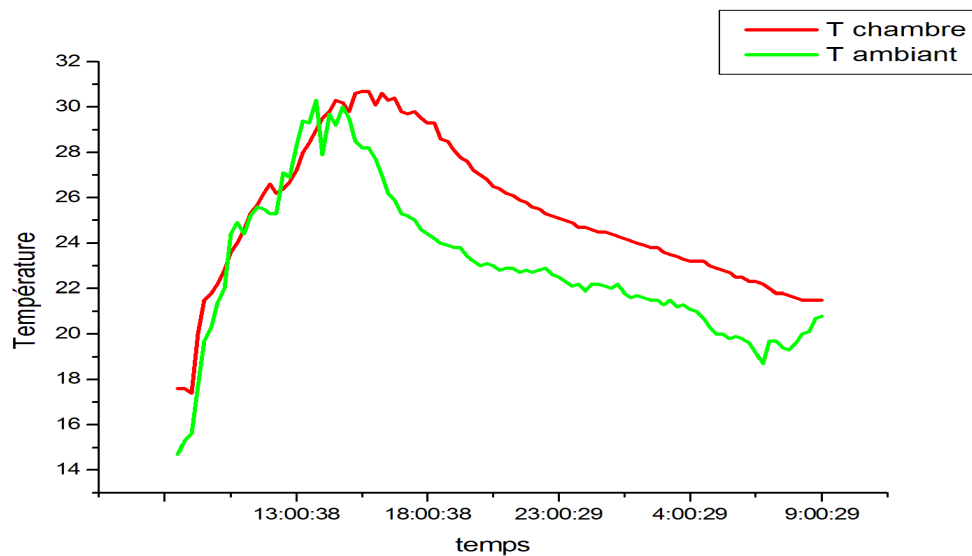


Figure (III.27): Température interne de la chambre et la température ambiante en fonction du temps le 22/02/2017.

- Pour Ciel très clair

La figure ci-dessous illustre la variation de température ambiante et la température de chambre en fonction du temps.

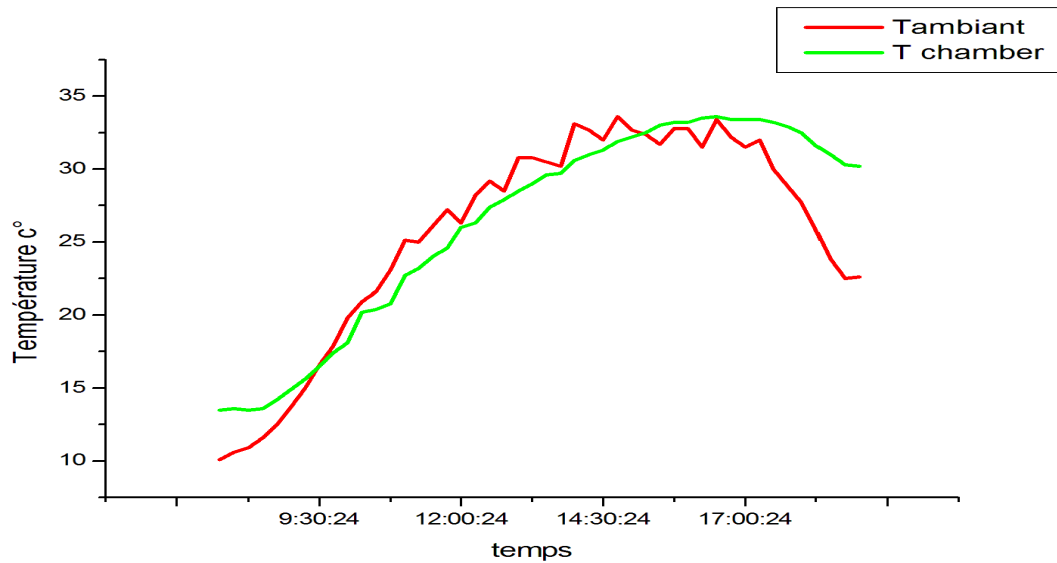


Figure (III.28): Température interne de la chambre et la température ambiante en fonction du temps le 13/02/2017.

- Pour Ciel partiellement couvert

D'après la figure ci-dessous la température de la chambre à 17 h est plus élevée par rapport la température ambiante.

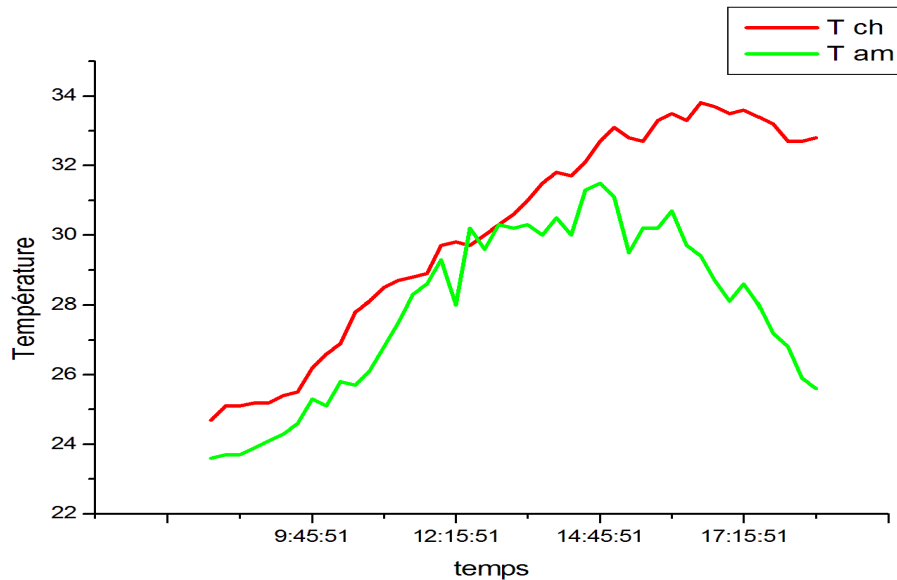


Figure (III.29): Température interne de la chambre et la température ambiante en fonction du temps le 24/02/2017.

Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE

L'utilisation de l'énergie solaire dans le bâtiment devient un axe primordial de recherche en Algérie qui présente un potentiel d'énergie solaire assez considérable, dans le présent travail paraît le mur Trombe comme une solution intéressante pour l'économie de l'énergie.

Par conséquent, durant une période froide, nous remarquons que la surface intérieure du mur est plus chaude comparativement avec la température intérieure de la pièce.

Les trois jours des expériences pour de différent type de ciel nous permettent de conclure que le mur en béton a la capacité de stocker la chaleur absorbée au cours de la journée et l'exploiter finalement sur la nuit.

Après ce qui précède de travail d'expériences, d'analyses et de conclusions dans ce domaine recherche, nous envisageons à suivre ce travail pour d'autres configurations du mur solaire.

Références bibliographiques

- [1] D. QUENARD, “ Enveloppe active multifonctionnelle ”, CSTB, Enveloppes et revêtements, Physique des matériaux. Site Internet <http://www.cstb.fr>
- [2] A. Madhlopa, S.A.Jones, J.D.K. Saka, "A solar air heater with composite-absorber systems for food dehydration", *Renewable energy* 27 (27,37) (2002).
- [3] W. Maake, H. J. Echert, et J. L. Cauchepin, "Manuel technique du froid", Tome I, PYC Edition, Alamand (2001).
- [4] B. Eyglunent, "Manuel de thermique : théorie et pratique", Hermes science publication, Paris, France, (1997).
- [5] P. H. Communay "Héliothermique, le gisement solaire, méthode et calculs" Groupe de Recherche et D'édition, France (2002).
- [6] Y. JANNOT, , *thermique solair* Elsevier Inc ed, *Octobre 2003*.
- [7] A. Moummi, "Gisement solaire Cours de magistère," 2009, pp. 25.
- [8] conseil de l'union européenne du 8 et 9 mars 2007, paragraphe 32, bruxelles, le 2 mai 2007.
- [9] A. Aubert, "Mesure du facteur d'émission des surfaces selectives pour la conversion thermique de l'énergie solair," *Journal de physique*, vol. 42, pp. C1-383, 1981.
- [10] H. Garg, Prakash, and P. Garg, *Solar energy: fundamentals and applications*, 2006.
- [11] S. Kherrou, A. Bouhdjar, L. Serrir, « Etude Expérimentale d'un Séchoir Solaire Direct Type Serre dans la Zone de Ghardaïa », 2ème Séminaire Maghrébin sur les Sciences et les Technologies de Séchage 20 – 22 Décembre 2008 – Alger – Algérie.
- [12] D. Njomo, "étude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre," *Rev.Gén.Therm (Elsevier)*, vol. 37, pp. 973-980, 1998.
- [13] R. Billon, N. Blair, D. Bradley, W. Keilholz, C. Newcomb, F. X. Rocca. « SIMCAD 1.3 For TRNSYS ». User Manual and Tutorial. Manual Revision 2, October 2001.
- [14] Soteris A. Kalogirou, "Solar Energy Engineering, Processes and Systems" 2009, pp. 760.

Résumé:

L'utilisation de l'énergie solaire dans le domaine de l'habitat à faible consommation énergétique a fait l'objet de nombreuses études. une technique de chauffage se basant sur un système de captation solaire, de stockage et de restitution de la chaleur a été développée en France par le professeur Trombe.

Le mur Trombe est un système simple et intéressant de captage de l'énergie solaire. Il est constitué d'un mur vertical en maçonnerie lourde orienté vers le sud, muni de deux orifices permettant la circulation de l'air entre le local et la serre formée par la surface réceptrice du mur et la couverture transparente en verre pour piégeage du rayonnement solaire incident .

le mur capteur transmet l'énergie solaire captée par deux moyens une partie est transmise par conduction à travers le mur qui la restitue à l'intérieur du local par convection et rayonnement alors que la deuxième partie se transmet par la circulation naturelle de l'air chaud se trouvant dans la cheminée solaire à travers les orifices.

Dans la présente étude, deux principales parties seront traitées ; une étude théorique qui s'intéresse aux paramètres qui interviennent durant le fonctionnement du mur capteur.

Une étude expérimentale au sein de la société CTE, à travers laquelle on essaiera de réaliser le mur trombe et de mettre en évidence l'importance de cette technique simple, efficace et économique dans l'habitat à base consommation énergétique, notamment dans les zones arides et semi - arides qui sont caractérisés par un climat sec et froid en période d'hiver.

Abstract:

The use of solar energy in housing with low energy consumption has been the subject of many studies and has been developed in France by Professor Trump heating technique based on the system for collection, storage and recovery of solar heat.

The Trump wall is simple and interesting to capture the solar system. It consists of a heavy construction wall facing the south, with two openings for air circulation between the local and greenhouse formed by the receiving surface of the wall and a transparent glass cover for radiation trapping the solar incident.

The wall of the sensor transmits solar energy captured in two ways. A part transmitted by conduction through a wall reverts into the chamber by convection, while the second part of the hot natural air circulation is found in the solar chimney through the openings.

In this study, two main parts will be addressed. A theoretical study focusing on the parameters that occur during the wall sensor process.

A pilot study at TCCE, through which we will try to achieve the solar wall and highlight the importance of this simple, efficient and economical energy consumption in existing housing, especially in arid and semi-arid regions characterized by dry and cold climate in winter.

ملخص:

كان استخدام الطاقة الشمسية في مجال الإسكان مع انخفاض استهلاك الطاقة موضوع العديد من الدراسات وقد وضعت في فرنسا من قبل أستاذ ترومب تقنية التدفئة على أساس نظام لجمع وتخزين واسترداد الحرارة الشمسية.

جدار ترومب هو بسيط ومثيرة للاهتمام للقبض على نظام الطاقة الشمسية. وهو يتألف من اجدار البناء الثقيلة التي تواجه الجنوب، مع اثنين من فتحات للدوران الهواء بين المحلي والمسببة للاحتباس الحراري التي شكلتها سطح المتلقي من الجدار وغطاء زجاجي شفاف للإشعاع محاصرة الحادث الشمسي.

جدار الاستشعار ينقل الطاقة الشمسية المتقطعة بطريقتين جزء ينتقل عن طريق التوصيل من خلال جدار يعيد إلى داخل الغرفة من قبل الحمل الحراري، في حين ينتقل الجزء الثاني من دوران الهواء الطبيعي الساخنة وجدت في المدخنة الشمسية من خلال فتحات. في هذه الدراسة، ستم معالجة جزئيين رئيسيين. دراسة النظرية التي تركز على المعلمات التي تحدث أثناء عملية الجدار الاستشعار.

دراسة تجريبية في الشركة TCCE ، التي من خلالها سنحاول تحقيق الجدار الشمسية وتبسيط الضوء على أهمية هذا استهلاك الطاقة بسيطة وفعالة واقتصادية في مجال الإسكان القائم، لا سيما في المناطق القاحلة وشبه - القاحلة التي تتميز بمناخ جاف وبارد في فترة الشتاء .