

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAÏD DE TLEMCCEN - FACULTE DES SCIENCES
UNITE DE RECHERCHE MATÉRIAUX ET ÉNERGIES RENOUVELABLES
ÉCOLE DOCTORALE "ÉNERGIES RENOUVELABLES"**

Mémoire

Présenté par

Mr CHERIER Mohamed Kamel

Pour obtenir le grade de

MAGISTER

Spécialité « Énergies Renouvelables »

**Etude Théorique et Expérimentale de l'Isolation
Thermique Intérieure d'une Pièce d'un Habitat
dans la région de Ghardaïa**

Devant le jury d'examen

Président

BENYOUCEF Boumediene Professeur à l'Université Abou Bekr Belkaïd – Tlemcen

Directeur du mémoire

CHEKNANE Ali Maître de Conférences à l'Université Amar Telidji – Laghouat

Examineurs

BENOUAZ Tayeb Professeur à l'Université Abou Bekr Belkaïd – Tlemcen

**BENMOUSSA Hocine Directeur de Recherche à l'Unité de Recherche Appliquée en
Énergies Renouvelables - Ghardaïa**

« À la mémoire de mon père »

Remerciements

Ces travaux ont été réalisés au sein de l'Unité de Recherche Appliquée en Énergies Renouvelables de Ghardaïa sous la direction de Monsieur CHEKNANE Ali Maître de Conférences à l'Université Amar Telidji de Laghouat. Qu'il veuille trouver ici l'expression de ma profonde et respectueuse gratitude.

J'exprime aussi ma vive reconnaissance à Monsieur BEKKOUCHE Sidi Mohamed El Amine Maître de recherche à l'Unité de Recherche Appliquée en Énergies Renouvelables de Ghardaïa pour ses conseils judicieux et son soutien constant qu'il m'a prodigué au cours de l'élaboration de ce mémoire ainsi que l'esprit d'initiative et de recherche qu'il a su me transmettre.

Je tiens à remercier Monsieur BENYOUCEF Boumediene, Professeur à l'Université Abou Bekr Belkaïd de Tlemcen pour l'honneur qu'il me fait en acceptant la présidence du jury.

Mes plus sincères remerciements s'adressent à Monsieur BENMOUSSA Hocine Directeur de Recherche à l'Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables de Ghardaïa pour avoir accepté de lire ce mémoire et donner son avis. Je lui adresse toute ma reconnaissance.

Je suis très reconnaissant à Monsieur BENOUAZ Tayeb Professeur à l'Université Abou Bekr Belkaïd de Tlemcen d'avoir accepté de faire partie de mon jury, témoignant ainsi de l'intérêt qu'il porte à ce travail.

J'exprime aussi ma gratitude à tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation du présent travail, à toute l'équipe de l'Architecture Solaire et Bioclimatique et plus particulièrement à KACI Karim et CHELLALI Farouk, pour leurs discussions, leurs conseils et la documentation personnelle mise à ma disposition et GHRICI Mohamed pour son assistance dans la partie expérimentale de ce mémoire.

Table des matières

INTRODUCTION GENERALE

Problématique.....	2
--------------------	---

CHAPITRE I : MODES DE TRANSFERTS THERMIQUES

1.1 Eléments de thermique.....	5
1.2 Modes de transferts thermiques.....	5
1.2.1 La conduction.....	6
1.2.2 La convection.....	7
a- Convection naturelle et convection forcée.....	8
b- Régimes d'écoulement.....	8
c- Analogie de Reynolds.....	9
d- Couches limites dynamiques et thermiques.....	10
e- Calcul du coefficient d'échange par convection.....	10
1.2.3 Le transfert par rayonnement.....	12
a- Corps noir et corps réel.....	13
b- Puissance échangée entre deux corps et facteur de forme.....	13
Exemples de facteurs de forme simples.....	15

CHAPITRE II : ESTIMATION DES ECLAIREMENTS SOLAIRES ET CONCEPTION DU MODELE MATHEMATIQUE

2.1 Introduction.....	19
2.2 Le modèle de Capderou.....	20
2.2.1 Aspects géométriques.....	21
a- Déclinaison du soleil.....	21

b- Angle horaire du soleil.....	21
c- Hauteur du soleil.....	22
d- Azimut du soleil.....	22
e- Orientation d'un plan.....	23
f- Angle d'incidence sur un plan.....	23
2.2.2 Eclairage reçu sur un plan horizontal par ciel clair.....	24
2.2.3 Eclairage global reçu sur un plan incliné.....	25
2.2.4 Estimation des éclairages incidents.....	27
2.3 Conception du modèle.....	30
2.3.1 Théorie.....	30
2.3.1.1 Solaire passif.....	30
2.3.1.2 L'isolation thermique.....	32
2.3.1.3 Le confort thermique.....	32
2.3.1.4 Isolation des murs par l'intérieur.....	33
2.3.2 Plan descriptif de la pièce.....	34
2.3.3 Conception du modèle mathématique.....	36
2.3.4 Validation et confrontation avec l'expérience.....	42
2.4 Conclusion.....	47

CHAPITRE III : MODELISATION DYNAMIQUE ET RESULTATS DE SIMULATION NUMERIQUE

3.1 Notions de conception bioclimatique.....	50
3.2 Modélisation dynamique par un système a deux variables d'état.....	52
3.2.1 Système soumis à une densité de flux de chaleur constant. App Num.....	55
3.2.2 Système soumis à une série de créneaux.....	58
3.2.3 Commentaires.....	58

3.3 Résultats de la simulation numérique du modèle conçu.....	59
3.3.1 Période chaude.....	59
3.3.2 Période froide.....	63
3.3.3 Effet de l'épaisseur.....	67
3.4 Conclusion.....	68
<hr/> <hr/>	
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....	71
<hr/> <hr/>	
ANNEXE A.....	74
ANNEXE B.....	75
BIBLIOGRAPHIE.....	76

LISTE DES FIGURES

Chapitre I

Fig. (1.1) : le transfert par conduction	6
Fig. (1.2) : le transfert par convection	7
Fig. (1.3) : le régime d'écoulement laminaire	9
Fig. (1.4) : le régime d'écoulement turbulent	9
Fig. (1.5) : profil des vitesses dans un écoulement	10
Fig. (1. 6) : Diagramme 1- Facteur de forme entre deux surfaces circulaires parallèles	16
Fig. (1. 7) : Diagramme 2 - Facteur de forme entre deux surfaces parallèles	16
Fig. (1. 8) : Diagramme 3 - Facteur de forme entre deux surfaces perpendiculaires	17

Chapitre II

Fig. (2.1) : Repère équatorial	23
Fig. (2.2) : Station radiométrique de L'URAER	27
Fig. (2.3) : Eclairiments estimés pour une surface horizontale. Ghardaïa 02 juin 2008	28
Fig. (2.4) : Eclairiments estimés pour une surface inclinée (32°). Ghardaïa 02 juin 2008	28
Fig. (2.5) : Eclairiments estimés pour différentes Orientations. Ghardaïa 02 juin 2008	29
Fig. (2.6) : Température ambiante Ghardaïa 02 juin 2008	29
Fig. (2.7) : Eclairiments estimés pour une surface horizontale. Ghardaïa 11 juillet 2008	29
Fig. (2.8) : Eclairiments estimés pour une surface inclinée (32°).Ghardaïa 11 juillet 2008	29
Fig. (2.9) : Eclairiments estimés pour une surface horizontale. Ghardaïa 08 janvier 2008	30
Fig. (2.10) : Température ambiante Ghardaïa 08 janvier 2008	30
Fig. (2.11) : Plan descriptif des pièces étudiées	34
Fig. (2.12) : Façades orientées vers le sud des pièces étudiées	34
Fig. (2.13) : Coupe longitudinale pour l'identification des différentes couches	35
Fig. (2.14) : Face sud de la pièce	36
Fig. (2.15) : Photo de la face sud de la pièce sans isolation	36
Fig. (2.16): Face nord de la salle de séjour	36
Fig. (2.17): Photo de la face nord de la salle de séjour	36
Fig. (2.18) : Enregistreur Linseis LPD 12	42
Fig. (2.19) : surface intérieure du mur sud	43
Fig. (2.20) : Photo du toit de la pièce .Position du thermocouple	43

Fig. (2.21) : Température de l'air intérieur de la pièce sans isolation.	
Ghardaïa 02 juin 2008	44
Fig. (2.22) : Température du mur sud de la pièce sans isolation. Ghardaïa 02 juin 2008	44
Fig. (2.23) : Température du mur nord de la pièce sans isolation. Ghardaïa 02 juin 2008	44
Fig. (2.24) : Température de l'air intérieur de la pièce sans isolation	
Ghardaïa 08 janvier 2008	45
Fig. (2.25) : Température du mur nord de la pièce sans isolation	
Ghardaïa 08 janvier 2008	45
Fig. (2.26) : Température de l'air intérieur de la pièce sans isolation	
Ghardaïa 11 juillet 2008	45
Fig. (2.27) : Température du mur nord de la pièce sans isolation Ghardaïa 11 juillet 2008	46
Fig. (2.28) : Température de l'air intérieur de la pièce avec isolation	
Ghardaïa 02 juin 2008	46
Fig. (2.29) : Température du mur nord de la pièce avec isolation Ghardaïa 02 juin 2008	46
Fig. (2.30) : Température de l'air intérieur de la pièce avec isolation	
Ghardaïa 08 janvier 2008	47
Fig. (2.31) : Température du mur nord de la pièce avec isolation Ghardaïa 08 janvier 2008	47

Chapitre III

Fig. (3.1) : Structure élémentaire de la cellule	52
Fig. (3.2) : Schéma représentatif des résistances thermiques	55
Fig. (3.3) : Champ de vecteurs. (Exemple 1)	56
Fig. (3.4) : Températures de l'air et du mur soumis à une excitation de flux de chaleur constant sans et avec isolation. (Exemple 1)	57
Fig. (3.5) : Températures de l'air et du mur soumis à une excitation de flux de chaleur constant sans et avec isolation. (Exemple 2)	57
Fig. (3.6) : Allure des créneaux. Densité de flux de chaleur appliquée au modèle	58
Fig. (3.7) : Réponse de l'air et du mur à une série de créneaux	58
Fig. (3.8) : Température de l'air intérieur (Période chaude)	60
Fig. (3.9) : Température du mur nord (Période chaude)	61
Fig. (3.10) : Température du mur sud (Période chaude)	61
Fig. (3.11) : Température du mur est (Période chaude)	61
Fig. (3.12) : Température du mur ouest (Période chaude)	61
Fig. (3.13) : Température du mur est extérieur (Période chaude)	62

Fig. (3.14) : Température du mur sud extérieur (Période chaude)	62
Fig. (3.15) : Température du sol (Période chaude)	62
Fig. (3.16) : Température du toit (Période chaude)	62
Fig. (3.17) : Température de l'air intérieur (Période froide)	63
Fig. (3.18) : Température du mur nord (Période froide)	65
Fig. (3.19) : Température du mur sud (Période froide)	65
Fig. (3.20) : Température du mur est (Période froide)	65
Fig. (3.21) : Température du mur ouest (Période froide)	65
Fig. (3.22) : Température du mur sud extérieur (Période froide)	66
Fig. (3.23) : Température du mur est extérieur (Période froide)	66
Fig. (3.24) : Température du sol (Période froide)	67
Fig. (3.25) : Température du toit (Période froide)	67
Fig. (3.26) : Influence de l'épaisseur sur la température de l'air intérieur de la pièce – période chaude	67
Fig. (3.27) : Influence de l'épaisseur sur la température de l'air intérieur de la pièce - période froide	68

NOMENCLATURE

Symbole	Désignation	Unité
Φ	Densité du flux thermique de la source de chaleur	$W m^{-2}$
Q_{ij}	Flux de rayonnement entre les surfaces i et j	W
Q_{cd}	Flux de chaleur transmis par conduction.	W
Q_{cv}	Flux de chaleur échangé par convection.	W
Q_r	Flux de chaleur échangé par rayonnement	W
T	Température	K
v	Volume	m^3
m	Masse	kg
x	Variable d'espace dans la direction du flux.	m
S	Aire de la surface	m^2
U_m	Vitesse moyenne du fluide	$m s^{-1}$
λ	Conductivité thermique du milieu.	$W m^{-1} K^{-1}$
h_{cv}	Coefficient de transfert de chaleur par convection.	$W m^{-2} K^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg m^{-3}$
C_p	Chaleur spécifique du fluide	$J kg^{-1} K^{-1}$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$W m^{-2} k^{-4}$
μ	Viscosité dynamique du fluide	Pa.s
D	Longueur caractéristique de la surface d'échange	m
Nu	Nombre de Nusselt	
Re	Nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	
Gr	Nombre de Grashof	
N	Numéro du jour de l'année à partir du premier janvier	
D	Déclinaison du soleil	degré
H	Angle horaire	degré
TSV	Temps solaire vrai	heure
TL	Temps local	heure
DE	Décalage horaire	

φ	Latitude de lieu	degré
h	Hauteur du soleil	degré
a	Azimuth du soleil	degré
β	Inclinaison du plan par rapport au plan horizontal	degré
γ	Hauteur du plan	degré
i	Angle d'incidence sur un plan	degré
I_0	Constante solaire	$W m^{-2}$
z	Altitude de lieu	m
G	Rayonnement global	Wm^{-2}
I	Rayonnement direct	Wm^{-2}
D	Rayonnement diffus	Wm^{-2}
I_n	L'éclairement direct normal	Wm^{-2}
α	Coefficient d'absorption	m^{-1}
e	Epaisseur de la couche du mur	m
F_{ij}	Facteur de forme entre les surfaces i et j	
Q_{rciel}	Flux de chaleur échangé par rayonnement avec le ciel	W
$Q_{rsolext}$	Flux de chaleur échangé par rayonnement avec le sol extérieur	W
Q_{cvam}	Flux de chaleur échangé par convection avec l'ambiant	W
R	Résistance thermique	Ω

Indices

a	ciment
b	pierre
c	plâtre
h	béton
d	carrelage
g	hourdis
s	sable
p	porte de la pièce
f	fenêtre de la pièce
ps	porte de la salle de séjour
fs	fenêtre de la salle de séjour
i , j	surfaces

pol	indice du polystyrène
1	mur sud de la pièce
2	mur est de la pièce
3	toit de la pièce
4	air intérieur de la pièce
5	mur ouest de la pièce
6	sol de la pièce
7	mur nord de la pièce
8	mur sud extérieur de la pièce
9	mur est extérieur de la pièce
10	mur sud de la salle de séjour
11	mur ouest de la salle de séjour
12	toit de la salle de séjour
13	air intérieur de la salle de séjour
14	mur est de la salle de séjour
15	sol de la salle de séjour
16	mur nord de la salle de séjour
17	mur sud extérieur de la salle de séjour
18	mur ouest extérieur de la salle de séjour
tpext	surface extérieure du toit de la pièce
tsext	surface extérieure du toit de la salle de séjour
next	surface extérieure du mur nord de la pièce
nexts	surface extérieure du mur nord de la salle de séjour
solext	surface du sol à l'extérieur
sint	surface du sol à l'intérieur

INTRODUCTION GENERALE

L'expression (transfert thermique) a récemment été introduite pour remplacer le terme (chaleur), source de possibles confusions entre les notions de transfert thermique (extensif, lié à une transformation) et de température (intensif, lié à un état). Sur le plan historique, la confusion a été levée de façon explicite pour la première fois vers 1760 par le physicien britannique Black il nommait alors intensity of heat la température et quantity of heat le transfert thermique.

Vers 1805, Fourier reprenant des travaux antérieurs, décida de faire complètement abstraction de la nature de la chaleur. Pour se concentrer sur l'étude de sa transmission, Fourier supposa que la chaleur se transmet des zones chaudes vers les zones froides perpendiculairement aux surfaces isothermes et proportionnellement aux écarts de température existants. Fourier aboutit ainsi à la première étude quantitative d'un mode de transfert thermique, la conduction. La résolution de l'équation aux dérivées partielles obtenue amena Fourier à développer les notions de séries et transformées (intégrales) de Fourier.

L'étude des transferts thermiques par rayonnement débute seulement à la fin du XIX^{ème} siècle, avec notamment les travaux du physicien autrichien Stefan. En 1879 il montre ainsi que l'intensité du rayonnement thermique du corps chauffé à la température T est proportionnelle à T^4 . En 1884, son élève Boltzmann établit pour la première fois les bases théoriques de cette propriété. En 1894, l'allemand Wien étudie la répartition spectrale du rayonnement émis par un corps chauffé, et établit en particulier la loi du déplacement: la longueur d'onde du maximum d'émission d'un corps chauffé à la température T varie comme $1/T$. Ce n'est enfin qu'en 1900 que l'allemand Planck établit une loi générale expliquant notamment les lois de Stefan-Boltzmann et de Wien, fondée sur l'étude statistique des particules quantiques que sont les photons, constituants du rayonnement électromagnétique.

PROBLEMATIQUE

La situation énergétique et environnementale est inquiétante. Les ressources énergétiques sont limitées et s'épuisent considérablement. D'autre part, la consommation ne cesse d'augmenter. En outre, la situation géopolitique rend les choses plus difficiles. De plus, ces ressources énergétiques sont très polluantes. Dans les années 70, on a connu une forte crise énergétique avec la crise du pétrole. Durant cette période, les pays industrialisés se sont sérieusement penchés sur la question de l'énergie et sur l'importance de la maîtrise de l'énergie. Et depuis, les chercheurs ne cessent de nous surprendre par la découverte de nouvelles énergies et de nouveaux concepts d'optimisation de la consommation énergétique [1].

La bioclimatique est l'un des concepts les plus importants qui jouent un rôle primordial dans l'économie de l'énergie afin de réduire la consommation des ressources énergétiques de source fossile et de diminuer le taux de pollution dans l'air. De façon générale, construire un habitat bioclimatique consiste à adapter le bâtiment au climat et aux caractéristiques du terrain sur lequel il est situé. Ceci consiste également à concevoir une enveloppe économe en énergie qui limite en hiver les déperditions de chaleur, en profitant au maximum des apports solaires, et protège en été des fortes températures [2]. Dans ces conditions, les besoins en chauffage diminuent et la température reste agréable en été sans recourir à la climatisation, très consommatrice d'énergie.

L'isolation est l'un des axes principaux de l'architecture bioclimatique, elle permet en même temps d'accroître le confort et de réduire les consommations d'énergie de chauffage et / ou de climatisation. Mais ce n'est pas tout, l'isolation est également bénéfique pour l'environnement car, en réduisant les consommations, elle permet de préserver les ressources énergétiques et de limiter les émissions de gaz à effet de serre. Ainsi, l'isolation thermique est intéressante en termes de confort, d'économies financières et de protection de l'environnement [3].

Ce travail du mémoire de Magister s'inscrit dans le cadre d'un projet de recherche portant sur: « *L'Etude Théorique et Expérimentale de l'Isolation Thermique Intérieure d'une Pièce d'un Habitat dans la région de Ghardaïa* ». Notre objectif principal est d'établir et de construire des modèles mathématiques destinés pour la description du comportement thermique d'une pièce d'un habitat au niveau de l'URAER (Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables à Ghardaïa). Les résultats seront confrontés avec des données expérimentales. On étudiera en particulier l'effet de l'isolation thermique. Une harmonie est recherchée afin d'obtenir un habitat conçu pour être autant agréable l'été que l'hiver. En se basant sur l'évolution du profil de la température intérieure de la pièce, nous allons chercher un modèle adéquat correspondant au confort thermique. Ce modèle ne concerne que les échanges thermiques. On ne peut donc pas étudier la stratification de l'air d'une zone, l'influence du vent sur les infiltrations d'air, la diffusion d'eau dans les parois,... Les changements d'état ne sont pas non plus pris en compte, donc le stockage par chaleur latente n'est pas traité, ni l'effet des variations d'humidité. C'est donc exclusivement l'enveloppe qui est étudiée.

Dans le **premier chapitre**, nous rappellerons les équations mathématiques régissant les différents modes de transfert thermique qui sont à la base de notre étude.

Le **second chapitre** est consacré à une étude expérimentale pour la validation, dans ce sens, il nous a paru indispensable d'estimer d'abord les éclaircissements incidents sur les différents murs de la chambre de l'habitat afin de concevoir des modèles mathématiques fiables. Des résultats de la simulation numérique et des confrontations avec des données expérimentales seront présentés. Nous terminerons par des conclusions et des interprétations.

Nous allons dans un **troisième chapitre** effectuer une étude théorique afin de percevoir la meilleure façon de l'isolation en changeant la configuration d'isolation des murs de la pièce et voir aussi l'effet de l'épaisseur sur l'isolation thermique.

Finalement, une conclusion générale terminera notre mémoire.

CHAPITRE I

**MODES DE TRANSFERTS
THERMIQUES**

MODES DE TRANSFERTS THERMIQUES

1.1 ELEMENTS DE THERMIQUE

La thermique est l'étude de la chaleur et de la température. Cette science étudie comment la chaleur peut s'échanger entre des corps solides, liquides ou gazeux et comment un corps peut accroître ou diminuer sa température. Elle se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution de la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

La chaleur est la forme ultime d'une dégradation d'énergie. On sait comment l'énergie électrique peut se dégrader en chaleur par effet Joule et comment, en mécanique, l'énergie cinétique peut se transformer en chaleur du fait des frottements. Cette dégradation n'est pas irréversible et il est possible de recréer une énergie plus noble (mécanique, électrique...etc.) en construisant des machines thermiques. La principale difficulté qu'on rencontre lors de l'étude de la chaleur est due à la multiplicité des effets qu'elle peut produire. La chaleur influe considérablement sur de nombreuses réactions chimiques, elle élève la pression des gaz, elle dilate les liquides, les solides et les gaz, elle engendre des différences de potentiel électrique et elle provoque les changements d'état de la matière (solide, liquide et gazeux) [4].

1.2 MODES DE TRANSFERTS THERMIQUES

Il est habituel, dans l'étude des transferts thermiques, de distinguer trois grandes parties se rattachant chacune à un mode de transfert particulier de la chaleur. La conduction, la convection et le rayonnement. Chacun de ces modes étant lui même lié à un processus physique bien déterminé. En effet, comme l'énergie thermique d'un milieu matériel correspond à l'énergie cinétique de ses constituants fondamentaux ayant une certaine liberté de mouvement (molécules,

atomes, électrons libres, ...), ceux-ci pourront échanger tout ou une partie de leur énergie thermique, c'est-à-dire gagner ou perdre l'énergie cinétique:

- Soit par interaction directe avec les particules voisines (choc de molécules par exemple), ce qui correspond à la conduction.
- Soit par absorption ou émission de radiations électromagnétiques, ce qui correspond au rayonnement.
- Enfin dans le cas d'un gaz ou d'un liquide, on considère également, mais cette fois à l'échelle macroscopique, comme un mode de transfert de chaleur appelé convection, les échanges résultants du déplacement des diverses parties d'un fluide à des températures différentes.

1.2.1 La conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts: une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres [5].

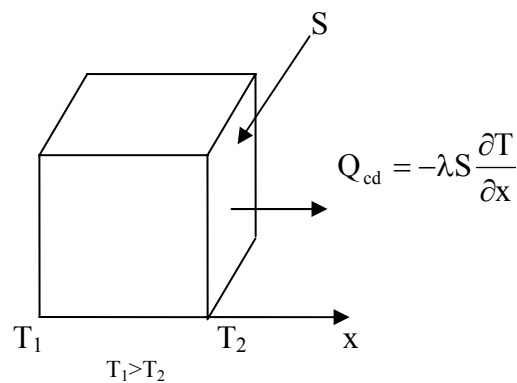


Fig. (1.1) : le transfert par conduction.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier: la densité du flux est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{Q}_{cd} = -\lambda \vec{\text{grad}}(T) \quad (1.1)$$

ou sous forme algébrique :
$$Q_{cd} = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.2)$$

Q_{cd} : flux de chaleur transmis par conduction. (W).

λ : conductivité thermique du milieu. ($W m^{-1}K^{-1}$).

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

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

1.2.2 La convection

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules du fluide. Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement transporte le fluide et l'énergie. L'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement [6].

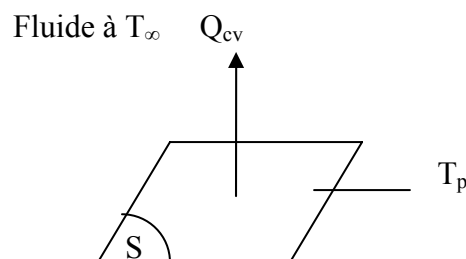


Fig. (1.2) : le transfert par convection.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$Q_{cv} = h_{cv} S (T_p - T_{\infty}) \quad (1.3)$$

Q_{cv} : flux de chaleur transmis par convection. (W).

h_{cv} : coefficient de transfert de chaleur par convection. ($W m^{-2}K^{-1}$).

T_p : température de la surface du solide. (K).

T_{∞} : température du fluide loin de la surface du solide. (K).

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

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

a- Convection naturelle et convection forcée

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

- La convection libre ou naturelle: le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultant des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur).
- La convection forcée: le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...etc.). L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

b- Régimes d'écoulement

Compte tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer le régime d'écoulement.

Considérons à titre d'exemple l'écoulement d'un fluide dans une conduite :

- En régime laminaire, l'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes

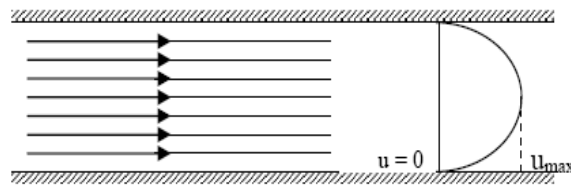


Fig. (1.3) : le régime d'écoulement laminaire

Entre deux filets fluides adjacents les échanges de chaleur s'effectuent donc :

- Par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides.
 - Par convection et conduction (négligeable) si l'on considère une direction non normale aux filets fluides.
- En régime turbulent, l'écoulement n'est pas unidirectionnel :

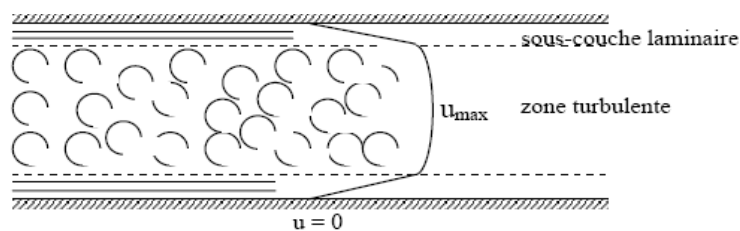


Fig. (1.4) : le régime d'écoulement turbulent

L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction est généralement négligeable par rapport à la convection.

c- Analogie de Reynolds

De même qu'au niveau moléculaire on explique la viscosité des gaz par la transmission des quantités de mouvement des molécules lors des chocs intermoléculaires, on explique la transmission de la chaleur par la transmission d'énergie cinétique lors de ces mêmes chocs. Cette liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur conduisent à l'analogie de Reynolds : dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur dans un tube, le profil des vitesses et le profil des températures sont liés par une relation de similitude :

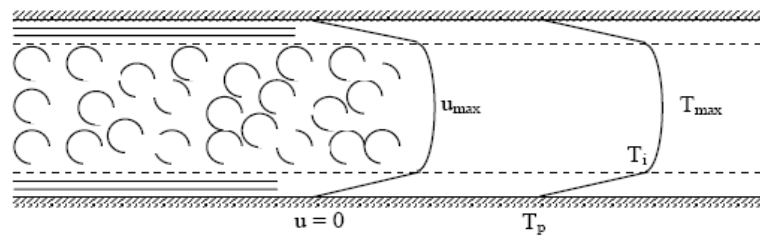


Fig. (1.5) : profil des vitesses dans un écoulement

d- Couches limites dynamiques et thermiques

Quelque soit le régime d'écoulement, il demeure une sous-couche laminaire (couche limite dynamique) dont l'épaisseur est d'autant plus réduite que le nombre de Reynolds est grand. L'épaisseur de cette couche limite varie en fonction de nombreux paramètres : nature du fluide température, rugosité de la paroi..... . L'analogie de Reynolds montre que le gradient thermique est particulièrement important au voisinage de la paroi, c'est à dire dans la sous-couche laminaire. Quelque soit le régime d'écoulement du fluide, on considère que la résistance thermique est entièrement située dans le film laminaire qui joue le rôle d'isolant thermique (couche limite thermique).

e- Calcul du coefficient d'échange par convection

On exprime le flux thermique échangé par convection par:

$$Q_{cv} = h S (T_p - T_f) \quad (1.4)$$

h est appelée coefficient d'échange par convection. ($W/m^2 K$).

$(T_p - T_f)$ différence de la température de la paroi et du fluide.

- En convection forcée, le coefficient d'échange h est indépendant de la différence de la température de la paroi et du fluide mais il dépend des grandeurs suivantes:

U_m : vitesse moyenne du fluide, ρ : masse volumique du fluide, C_p : chaleur spécifique du fluide

μ : viscosité dynamique du fluide, λ : conductivité thermique du fluide et D : dimension caractéristique de la surface d'échange.

à partir de ces grandeurs, on définit les nombres sans dimension suivants:

$$\text{Nombre de Nusselt} \quad \text{Nu} = \frac{h D}{\lambda} \quad (1.5)$$

$$\text{Nombre de Reynolds} \quad \text{Re} = \frac{\rho U_m D}{\mu} \quad (1.6)$$

$$\text{Nombre de Prandtl} \quad \text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\rho} \quad (1.7)$$

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation donnée fournissent leurs résultats sous forme de corrélations mathématiques pour les deux modes de convection (naturelle ou forcée). $\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr})$ [Annexes A et B].

Re le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide.

Si $\text{Re} < 2000$ l'écoulement est laminaire.

Si $2000 < \text{Re} < 3000$ l'écoulement est intermédiaire.

Si $\text{Re} > 3000$ l'écoulement est turbulent.

Pr le nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques du fluide.

Nu le nombre de Nusselt caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

Exemple: plaque verticale, oblique ou horizontale.

$$\text{Nu} = \frac{2}{3} \text{Re}^{0.5} \text{Pr}^{1/3} \quad (1.8)$$

$$\text{Nu} = \frac{0.036 \text{Re}^{0.5} \text{Pr}}{1 + 0.83 (\text{Pr}^{1/3} - 1)} \quad (1.9)$$

- En convection naturelle, le mouvement du fluide est dû aux variations de la masse volumique du fluide provenant des échanges de chaleur entre le fluide et la paroi. Le fluide est mis en mouvement sous l'effet des forces d'Archimède car sa masse volumique est fonction de sa température. La convection forcée est négligeable si: $\text{Gr} / \text{Pr}^2 > 100$

$$\text{Nu} = C (\text{Gr Pr})^n \quad \text{avec} \quad \text{Gr} = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2} \quad (1.10)$$

Si la convection est laminaire $\text{Gr Pr} < 10^9$ et donc $n = 1/4$

Si la convection est turbulente $\text{Gr Pr} > 10^9$ et donc $n = 1/3$

Exemple: plaque plane verticale ou horizontale de longueur L et de température uniforme.

$$\text{Si la convection est laminaire} \quad \text{Nu} = 0.53 (\text{Gr Pr})^{1/4} \quad (1.11)$$

$$\text{Si la convection est turbulente} \quad \text{Nu} = 0.104 (\text{Gr Pr})^{1/3} \quad (1.12)$$

1.2.3 Le transfert par rayonnement

Les corps émettent de l'énergie par leur surface, sous forme d'un rayonnement d'ondes électromagnétiques, et ce d'autant plus que leur température est élevée. Inversement, soumis à un rayonnement, ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur [7]. Le rayonnement est un processus physique de transmission de la chaleur sans support matériel. Ainsi, entre deux corps, l'un chaud, l'autre froid, mis en vis-à-vis (même séparés par du vide), une transmission de chaleur s'effectue par rayonnement du corps chaud vers le corps froid : le corps chaud émet un flux Φ_1 et absorbe une partie du flux Φ_2 émis par le corps froid. Comme $\Phi_1 > \Phi_2$, le bilan du flux est tel que le corps chaud cède de l'énergie au corps froid. A l'inverse, le bilan du flux peut être retrouvé sur le corps froid qui émet moins d'énergie qu'il n'en absorbe.

On définit:

$$\checkmark \text{ Coefficient d'absorption } \alpha = \frac{\text{flux absorbé}}{\text{flux incident}}$$

$$\checkmark \text{ Coefficient d'émission } \quad \varepsilon$$

$$\checkmark \text{ Coefficient de réflexion } \quad \rho = \frac{\text{flux réfléchi}}{\text{flux incident}}$$

La conservation de l'énergie implique: $\alpha + \varepsilon + \rho = 1$

a- Corps noir et corps réel

L'émetteur ou l'absorbeur idéal est un cas limite appelé corps noir. Il a la propriété d'absorber tout le rayonnement qui lui parvient quelque soit sa longueur d'onde ; son coefficient d'absorption α est égal à 1 et son coefficient de réflexion $\rho = 0$; maintenu à la température T , il émet le maximum de rayonnement thermique possible.

La luminance spectrale (puissance émise par unité de surface apparente, par unité de longueur d'onde et par unité d'angle) et l'émittance totale (puissance émise par unité de surface dans le demi espace supérieur sur l'ensemble de toutes les longueurs d'onde possibles) sont régies par les lois de Planck et de Stéfan-Boltzmann [8].

Les propriétés d'émission des corps réels sont définies par rapport à celles du corps noir. On définit l'émissivité ε d'un corps comme le rapport de sa luminance (ou de son émittance) à celle du corps noir. L'émissivité est un nombre strictement inférieur à 1. En toute rigueur, l'émissivité dépend de la direction et de la longueur d'onde.

Un corps réel est donc défini par:

- son émissivité ε en ce qui concerne le rayonnement qu'il émet.
- son coefficient d'absorption α en ce qui concerne le rayonnement reçu de son environnement.

La loi de Kirchhoff indique que $\alpha = \varepsilon$ pour la même longueur d'onde et la même direction.

On fait la plupart du temps l'hypothèse que les corps réels se comportent comme des corps gris à émission diffuse. Cette hypothèse entraîne que l'émissivité, et par conséquent le coefficient d'absorption, ne dépendent ni de la direction ni de la longueur d'onde. Un corps réel est alors caractérisé par une seule quantité son émissivité ε .

b- Puissance échangée entre deux corps et facteur de forme

Entre deux corps noirs, l'un chaud (température T_1), l'autre froid (température T_2), en vis-à-vis total (c'est à dire que tout le flux émis par l'un des corps est reçu par l'autre), le flux net échangé s'écrit:

$$\Phi = \text{flux émis} - \text{flux absorbé} = S\sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad (1.13)$$

σ : constante de Stéfan-Boltzmann = $5.67 \cdot 10^{-8}$ ($\text{Wm}^{-2}\text{k}^{-4}$)

Si les deux corps ne sont pas en vis-à-vis total, le flux net échangé entre deux corps gris s'écrit:

$$\Phi = S_1 F_{1,2} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (1.14)$$

T: température de la surface. (K).

$F_{1,2}$: facteur de forme entre les surfaces 1 et 2.

S: aire de la surface (m^2)

Φ : flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces 1 et 2.

Où $F_{1,2}$ est un nombre appelé facteur de forme qui fait intervenir la géométrie considérée et les émissivités des deux corps.

Le facteur de forme ou facteur d'angle, représente la fraction de rayonnement issue de (S_i) et interceptée par (S_j). F_{ij} (facteur de forme) est une quantité purement géométrique, qui ne dépend ni de la nature ni de la température des deux surfaces. On peut aussi interpréter F_{ij} comme étant la probabilité pour qu'un rayon issu de (S_i) soit intercepté par (S_j).

Pour plusieurs surfaces on définit le facteur de forme général entre deux surfaces S_i et S_j :

$$Q_{ij} = S_i F_{i,j} \sigma (T_i^4 - T_j^4) = S_j F_{j,i} \sigma (T_j^4 - T_i^4) \quad (1.15)$$

Q_{ij} : flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces i et j. Si le coefficient d'émission ϵ du corps est différent du facteur F_{ij} , on peut admettre que:

$$F_{ij} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_i} - 1 + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{S_i}{S_j} \left[\frac{1}{\epsilon_i} \right] - 1} \quad (1.16)$$

Les échanges par rayonnement entre deux surfaces quelconques d'un habitat mettent en jeu deux facteurs différents.

- L'angle sous lequel chaque surface est vue par l'autre.

- Leurs caractéristiques d'émission et d'absorption.

Le facteur de forme géométrique ne dépend que de la géométrie et de la disposition relative des surfaces S_i .

$$S_i F_{ij} = S_j F_{ji} \quad (1.17)$$

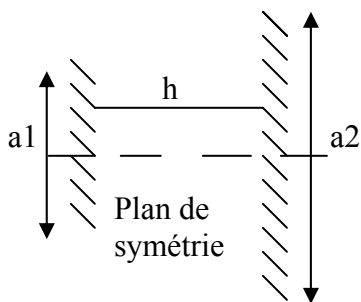
$$\sum_{j=1}^{j=n} F_{ij} = 1 \quad (1.18)$$

n: le nombre de surfaces entourées par la surface i.

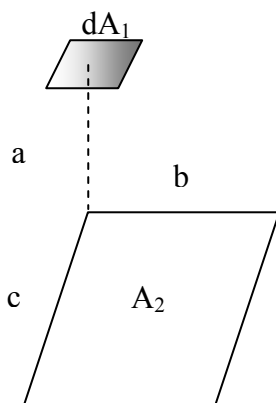
Ces deux relations sont utiles pour la détermination des facteurs de formes de plusieurs surfaces.

Si les surfaces S_i et S_j sont planes, subséquemment elles ne peuvent pas rayonner vers elles mêmes puisqu'elles ne sont pas convexes. [9...13].

Exemples de facteurs de forme simples



$$F_{12} = \frac{1}{a1} \left[\sqrt{\frac{1}{4}(a1+a2)^2 + h^2} - \sqrt{\frac{1}{4}(a1-a2)^2 + h^2} \right]$$



$$F_{dA_1-A_2} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{B}{\sqrt{1+B^2}} \tan^{-1} \frac{C}{1+B^2} + \frac{C}{\sqrt{1+C^2}} \times \tan^{-1} \frac{B}{\sqrt{1+C^2}} \right]$$

$$B = \frac{b}{a} \quad , \quad C = \frac{c}{a}$$

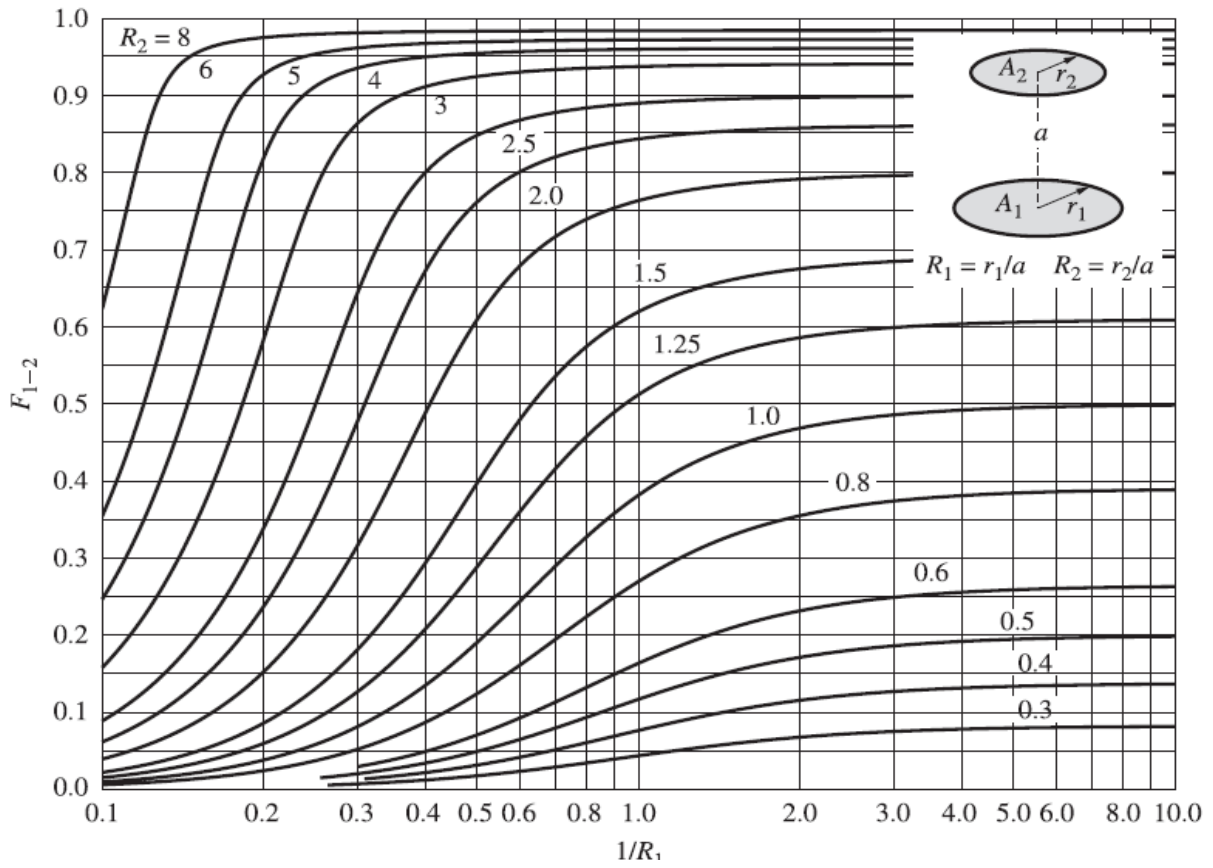


Fig. (1.6) : Diagramme 1 - Facteur de forme entre deux surfaces circulaires parallèles.

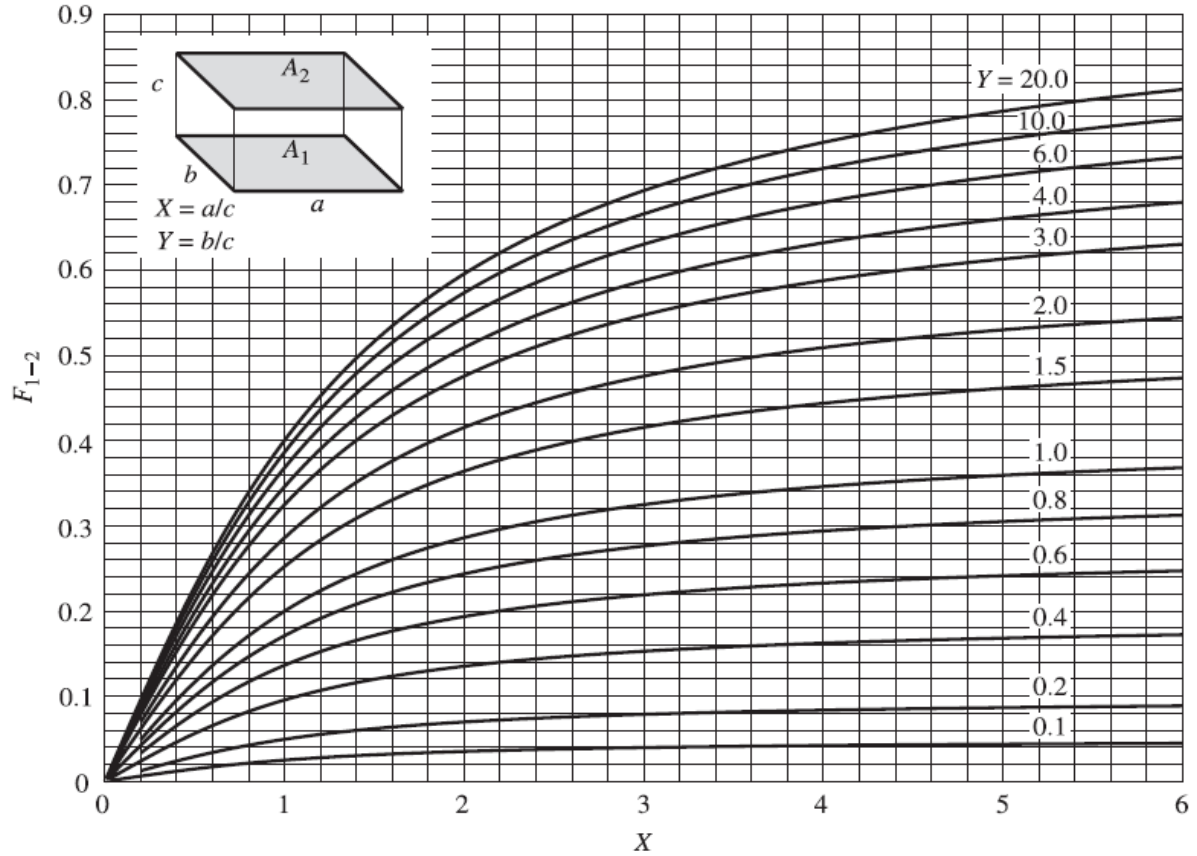


Fig. (1.7) : Diagramme 2 - Facteur de forme entre deux surfaces parallèles.

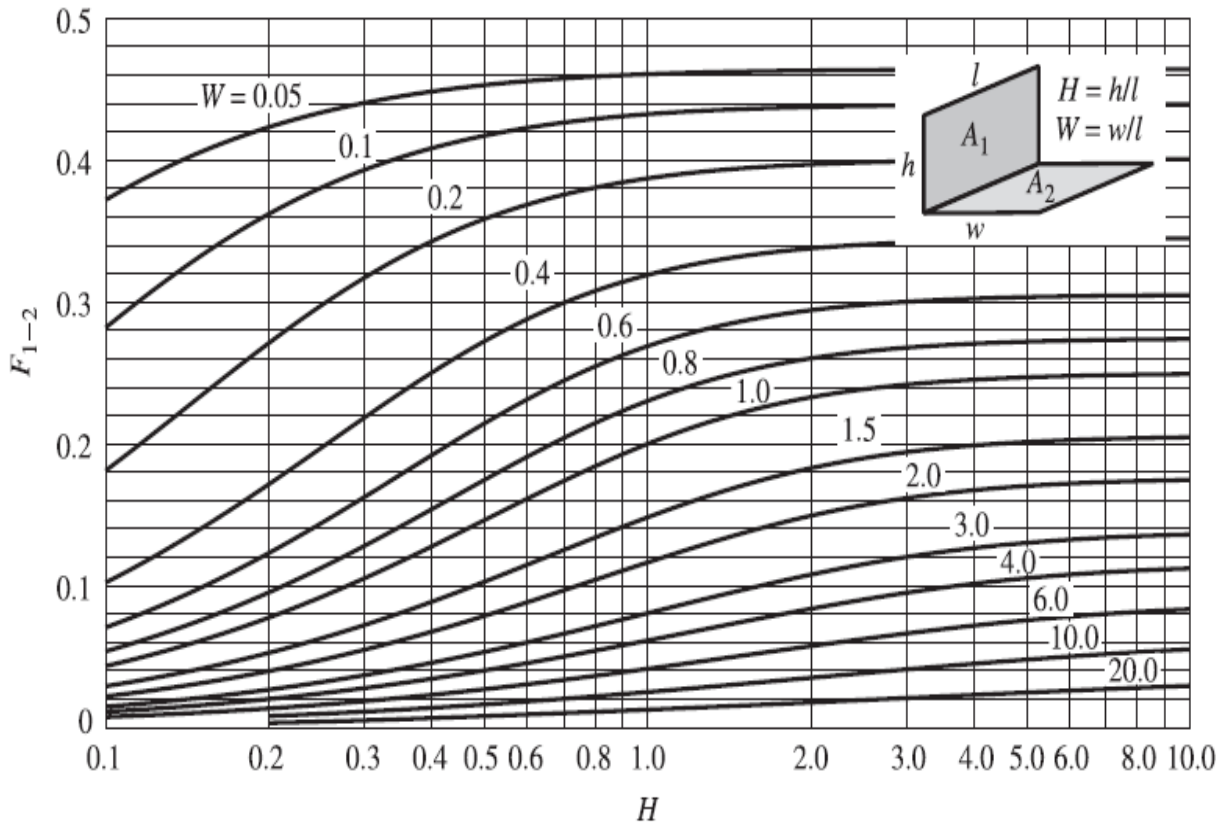


Fig. (1.8) : Diagramme 3 - Facteur de forme entre deux surfaces perpendiculaires.

CHAPITRE II

**ESTIMATION DES
ECLAIREMENTS SOLAIRES ET
CONCEPTION DU MODELE
MATHEMATIQUE**

ESTIMATION DES ECLAIREMENTS SOLAIRES ET CONCEPTION DU MODELE MATHEMATIQUE

2.1 INTRODUCTION

La physique est une science dont les deux aspects, expérience et théorie, vont de paire et ne peuvent être dissociés. Parmi les différentes hypothèses avancées par la théorie, l'expérience tranche et impose la bonne. De cette remarque, il découle que la mise en évidence d'un phénomène puis la recherche des lois qu'il vérifie ne peut s'effectuer correctement qu'avec un matériel adapté et performant, tel que celui que l'on rencontre dans les laboratoires de recherche ou l'industrie. Toute étude théorique sera plus puissante et plus convaincante lorsqu'elle est basée sur des expériences.

La modélisation, vu ses outils, garde plus de latitude par rapport au réel que la simulation. Les conditions du mimétisme absolu ne sont pas respectées puisque le modèle opère une simplification du phénomène, ne retenant que les variables les plus caractéristiques. Ceci constitue une approximation, mais qui suffit souvent pour réussir. En regard de cette modélisation, la simulation semble une approche plus coûteuse, puisqu'elle invite à conserver tous les paramètres du problème initial. Cette approche permet en outre l'expérimentation, le modèle numérique devenant un laboratoire virtuel dans lequel on peut tester des hypothèses. Par exemple, on y fait varier certains paramètres (quantité d'énergie solaire reçue, vitesse de rotation de la terre....etc.) pour en étudier les conséquences sur le climat. Ces modèles numériques permettent en outre d'affiner la prévision à court terme en injectant périodiquement dans le modèle de nouvelles valeurs de mesure. D'ailleurs souvent en physique, il faut d'abord fonctionner le modèle pour tester sa cohérence interne avant de le valider [14].

Ce chapitre est consacré à une étude expérimentale pour la validation, dans ce sens, il nous a apparu indispensable d'estimer d'abord les éclairements incidents sur les différents murs de la chambre de l'habitat afin de concevoir des modèles mathématiques fiables. Des résultats de la simulation numérique et des confrontations avec des données expérimentales seront présentés.

2.2 LE MODELE DE CAPDEROU

La connaissance du gisement solaire en un site donné dépend de la disponibilité des appareils de mesure sur ce site ou à proximité. Or, le réseau météorologique est en général peu dense. Plusieurs études ont montré la possibilité d'estimer le rayonnement solaire global d'une surface horizontale au sol à partir des mesures satellitaires. Les différents modèles proposés sont soit physiques soit statistiques. Une bonne connaissance du rayonnement solaire et de ses variations dans le temps et dans l'espace permet non seulement la détermination quantitative de l'énergie solaire dont on peut disposer, mais encore la plupart de celle-ci effectivement utilisable par le biais d'un système dont les caractéristiques sont connues [15].

Toute étude ou application de l'énergie solaire en un site donné nécessite une connaissance complète et la plus détaillée possible de l'ensoleillement du site. Ceci est généralement facile lorsque le site est pourvu d'une station de mesure fonctionnant régulièrement depuis plusieurs années. Cependant, dans la majorité des cas, il n'existe pas des mesures locales d'ensoleillement et de flux solaire et on doit avoir recours à certaines méthodes approchées permettant de prédire les caractéristiques du rayonnement solaire.

La méthodologie adoptée par Capderou est basée sur l'utilisation du trouble atmosphérique pour calculer les composantes directe et diffuse de l'irradiation reçue sur un plan d'inclinaison et d'orientation variables, à partir d'un modèle de l'atmosphère. Dans ce modèle, les irradiances directe et diffuse par ciel clair sont exprimées en fonction des facteurs de trouble correspondants aux constituants absorbants et diffusifs de l'atmosphère en l'occurrence, les gaz atmosphériques les aérosols et la vapeur d'eau.

Par ciel moyen, ces composantes sont estimées à l'aide du modèle probabiliste de Perrin de Brichambaut, basé sur la distribution de probabilité de l'insolation journalière en fonction de sa moyenne mensuelle, ainsi que l'irradiation directe horaire en fonction de sa somme journalière. Cette procédure permet de simuler l'irradiation globale horaire moyenne reçue sur différents plans à partir uniquement de la moyenne mensuelle de l'insolation [16].

Une correction supplémentaire est introduite par l'auteur pour ajuster la surestimation systématique des irradiances globales moyennes estimées. Ce facteur de correction a été déduit à partir de corrélations établies à l'échelle du mois entre l'irradiation globale et l'insolation.

2.2.1 Aspects géométriques

La trajectoire de la Terre autour du Soleil est une ellipse dont le Soleil est l'un des foyers. Le plan de cette ellipse est appelé l'écliptique. L'excentricité de cette ellipse est faible ce qui fait que la distance Terre / Soleil ne varie que de $\pm 1,7 \%$ par rapport à la distance moyenne qui est de $149.675 \cdot 10^6$ km. La Terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la Terre est appelé l'équateur. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique: l'équateur et l'écliptique font entre eux un angle appelé inclinaison et qui vaut $23^\circ 27'$.

a- Déclinaison du soleil

C'est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le plan équatorial.

$$d = 0.398 \sin \left[\left(\frac{360}{365} \right) (N - 82) + 2 \sin \left(\frac{360}{365} \right) (N - 2) \right] \quad (2.1)$$

N est le numéro du jour de l'année à partir du premier janvier.

b- Angle horaire du soleil

C'est l'angle compris entre le méridien origine passant par le sud et la projection du soleil sur le plan équatorial, il mesure la course du soleil dans le ciel.

$$H = 15 (TSV - 12) \quad (2.2)$$

$$TSV = TL - DE + \left(\frac{E_t + 4\lambda}{60} \right) \quad (2.3)$$

$$E_t = 9.87 \sin(2N') - 7.53 \cos(N') - 1.5 \sin(N') \quad (2.4)$$

$$N' = \frac{360}{365} (N - 81) \quad (2.5)$$

TSV: temps solaire vrai, il est égal au temps légal corrigé par un décalage dû à l'écart entre la longitude du lieu et la longitude référence.

L'angle H vaut 0° à midi, 90° à 18 heures et -90° à 6 heures en heure solaire vraie.

DE: décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich (égal 1 pour l'Algérie).

Le terme relatif à l'équation du temps est généralement négligeable.

TL: Temps légal. (Donné par une montre).

E_t : correction de l'équation du temps.

λ : longitude du lieu.

c- Hauteur du soleil

C'est l'angle formé par la direction du soleil et sa projection sur le plan horizontal. Il est particulièrement égal à :

0° au lever et au coucher astronomiques du soleil, 90° à midi temps solaire vrai.

φ : latitude du lieu.

$$\sin(h) = \cos(d) \cos(\varphi) \cos(H) + \sin(\varphi) \sin(d) \quad (2.6)$$

d- Azimut du soleil

C'est l'angle compris entre la projection de la direction du soleil sur le plan horizontal et la direction Sud.

$$\sin(a) = \frac{\cos(d) \sin(H)}{\cos(h)} \quad (2.7)$$

e- Orientation d'un plan

Un plan quelconque est défini par deux angles. (α, γ)

γ : hauteur du plan, c'est l'angle que fait la normale du plan et sa projection sur le plan horizontal.

α : azimut du plan, c'est l'angle que fait la projection de la normale sur le plan horizontal et la direction du sud.

L'inclinaison β du plan par rapport au plan horizontal est donnée par :

$$\beta = 90 - \gamma \tag{2.8}$$

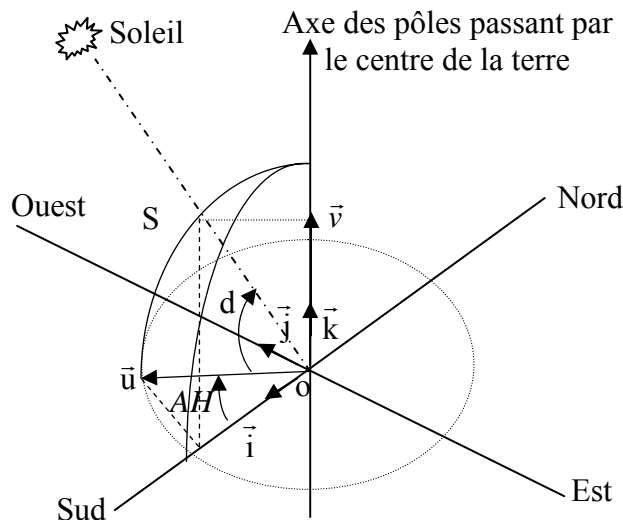


Fig. (2.1) : Repère équatorial.

f- Angle d'incidence sur un plan

L'angle d'incidence i est l'angle entre la direction du soleil et la normale du plan. Cet angle est déterminé par la connaissance des cosinus directeurs du rayon incident et la normale en coordonnées horizontales :

$$\cos(i) = \cos(\alpha - a) \cos(\gamma) \cos(h) + \sin(\gamma) \sin(h) \tag{2.9}$$

En coordonnées horaires :

$$\cos(i) = \sin(\alpha) \cos(\gamma) \sin(H) \cos(d) + \cos(\alpha) \cos(\gamma) (\cos(H) \cos(d) \sin(\varphi) - \sin(d) \cos(\varphi)) + \sin(\gamma) (\cos(H) \cos(d) \cos(\varphi) + \sin(d) \sin(\varphi)) \tag{2.10}$$

2.2.2 Eclairément reçu sur un plan horizontal par ciel clair

Constante solaire

La constante solaire est le flux énergétique reçu par une surface unité. Dans notre cas, la valeur qui a été retenue en 1980 est: $I_0 = 1367 \text{ Wm}^{-2}$.

I_0 est variable autour de l'année puisque la distance Terre / Soleil est elle-même variable. (Trajectoire elliptique). La correction terre soleil est donnée par:

$$C_{t-s} = 1 + 0.034 \cos\left(\frac{360}{365}(N - 2)\right) \quad (2.11)$$

La constante solaire corrigée est : $I = I_0 C_{t-s}$ (2.12)

La connaissance de facteur de trouble atmosphérique est nécessaire pour déterminer les éclairéments par ciel clair. Ce facteur est le rapport entre l'extinction du rayonnement direct traversant une atmosphère de référence constituée uniquement d'air pur et sec sous la même incidence. Dans ce modèle, le facteur de trouble atmosphérique de Linke par ciel clair est donné par:

$$T_L^* = T_0 + T_1 + T_2 \quad (2.13)$$

T_0 : est le trouble dû à l'absorption gazeuse tant par les constituants fixes de l'atmosphère que par l'ozone et surtout par la vapeur d'eau. Une modélisation de ce facteur en fonction des seuls paramètres géo astronomiques a permis à Capderou de proposer l'expression suivante :

$$T_0 = 2.4 - 0.9 \sin(\varphi) + 0.1(2 + \sin(\varphi))A_{he} - 0.2 z - (1.22 + 0.14A_{he})(1 - \sin(h)) \quad (2.14)$$

$$A_{he} = \sin\left(\left(\frac{360}{365}\right)(N - 121)\right) \quad (2.15)$$

$$\sin(h) = \cos(d) \cos(\varphi) \cos(H) + \sin(\varphi) \sin(d) \quad (2.16)$$

z : altitude de lieu.

φ : latitude du lieu.

T_1 : est le trouble correspondant à l'absorption par les gaz de l'atmosphère (O_2 , CO_2 , et O_3) et à la diffusion moléculaire de Rayleigh donnée par l'approche :

$$T_1 = 0.89^z \quad (2.17)$$

T_2 : est le trouble relatif à la diffusion par les aérosols couplé à une légère absorption (dépendant à la fois de la nature et de la quantité des aérosols). En fonction du coefficient de trouble d'Angstrom β , T_2 est donné par:

$$T_2 = (0.9 + 0.4 A_{he}) (0.63)^z \quad (2.18)$$

L'éclairement direct par ciel clair obtenu sur un plan de réception quelconque est donné par :

$$I = I_n \cos(i) \quad (2.19)$$

Sur le plan horizontal

$$\cos(i) = \sin(h)$$

d'où

$$I = I_0 \sin(h) C_{t-s} \exp \left[-T_L^* \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89^z} \sin(h) \right)^{-1} \right] \quad (2.20)$$

L'éclairement diffus incident sur un plan horizontal

$$a = 1.1 \quad b = \log(T_L^* - T_0) - 2.8 + 1.02 (1 - \sin(h))^2 \quad (2.21)$$

$$D = I_0 C_{t-s} \exp \left[-1 + 1.06 \log(\sin(h) + a - \sqrt{a^2 + b^2}) \right] \quad (2.22)$$

L'éclairement global reçu sur un plan horizontal est donné par :

$$G = I + D \quad (2.23)$$

2.2.3 Eclairément global reçu sur un plan incliné

L'éclairement direct est la projection de la composante normale sur un plan incliné.

$$I = I_n \cos(i) = I_0 C_{t-s} \exp \left[-T_L^* \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89^z} \sin(h) \right)^{-1} \right] \cos(i) \quad (2.24)$$

I_n : L'éclairement direct normal

i : l'angle d'incidence

L'éclairément diffus du ciel est composé de trois parties :

- La composante directe ou circumsolaire. Elle provient du voisinage du soleil dans un cône de demi angle au sommet compris entre 3° et 15° . Elle peut être considérée aussi qu'elle provient directement du soleil.

$$b = \log (T_L^* - T_0) - 2.28 - 0.5 \log (\sin (h)) \quad a = 3.1 - 0.4b \quad (2.25)$$

$$\delta_d = I_0 C_{t-s} \exp \left(-2.48 + \sin(h) + a - \sqrt{a^2 + 4b^2} \right) \quad (2.26)$$

- La composante isotrope qui correspond à un ciel de luminance uniforme

$$\delta_i = D - \delta_d \sin(h) \quad (2.27)$$

D est le diffus sur un plan horizontal.

- La composante du cercle de l'horizon qui provient d'une bande d'horizon d'une hauteur de 6° .

Elle semble associée à une accumulation d'aérosols dans les basses couches atmosphériques.

$$b = \exp (0.2 + 1.75 \log (\sin (h))) \quad (2.28)$$

$$a = \log (T_L^* - T_0) - 3.1 - \log (\sin (h)) \quad (2.29)$$

$$\delta_h = I_0 C_{t-s} \frac{-0.02 a}{a^2 + ab + 1.8} \exp (\sin (h)) \quad (2.30)$$

Le diffus du ciel, l'éclairément diffus incident en provenance du ciel.

$$\gamma = 90 - \beta \quad d_{\text{ciel}} = \delta_d \cos (i) + \delta_i \frac{1 + \sin (\gamma)}{2} + \delta_h \cos (\gamma) \quad (2.31)$$

β : Inclinaison du plan

L'éclairément diffus du sol est caractérisé par l'albédo du sol qui indique la réflexion de la lumière incidente. Pour un plan quelconque (α, γ)

$$d_{\text{sol}} = \delta_a \frac{1 - \sin (\gamma)}{2} \quad \delta_a = \rho G \quad (2.32)$$

G est l'éclairément global horizontal. ρ : Albédo du sol.

L'éclairement diffus rétro diffusé est celui diffusé à nouveau par le ciel vers le sol. Selon le raisonnement de Capderou, cette composante a la forme suivante :

$$\delta'_i = 0.9(\rho - 0.2) G \exp\left(-\frac{4}{\sqrt{T_L^* - T_0}}\right) \quad (2.33)$$

L'éclairement diffus incident sur un plan incliné est donné par :

$$D = d_{\text{ciel}} + d_{\text{sol}} + \delta'_i \frac{1 + \sin(\gamma)}{2} \quad (2.34)$$

D'où l'éclairement global incident, à un instant donné sur un plan (α, γ) est [17-18] :

$$G = I + D \quad (2.35)$$

2.2.4 Estimation des éclairements incidents

Une station radiométrique de haute précision a été installée à l'Unité de Recherches en Energies Renouvelables de Ghardaïa, celle-ci utilise un système de poursuite tridimensionnel (Sun-Tracker) qui comporte deux parties :

-Une partie fixe qui est constituée d'un pyranomètre type EKO, pour la mesure du rayonnement global reçu sur un plan horizontal, d'un thermo-hygromètre type TECNOEL pour la mesure de la température et de l'humidité, et d'un solarimètre.



Fig. (2.2) : Station radiométrique de L'URAER.

-Une partie mobile, qui est capable de suivre la trajectoire du soleil depuis le lever jusqu'au coucher grâce à un système robotique. Cette partie est pourvue d'un pyrhéliomètre qui est pointé vers le disque solaire pour la mesure du rayonnement solaire direct intégré sur toutes les longueurs d'ondes (entre 0.2 et 0.4 micromètre) reçues sur un plan normal. Elle est associée aussi d'un pyranomètre type EKO pour la mesure de l'éclairement diffus sur un plan horizontal muni d'une boule sphérique pour cacher le flux radiatif venant directement du disque solaire.

Il s'ensuit qu'on peut constituer des fonctions d'interpolation qui évaluent et estiment la température ambiante en fonction du temps à travers des mesures établies expérimentalement le 02 Juin et le 08 Janvier pour les injecter dans le programme de calcul comme le montre les figures (2.6) et (2.10). La figure (2.5) représente l'évolution temporelle des éclairements solaires incidents durant la journée du 02 Juin sur les différents murs calculés par le modèle semi empirique de Capderou. En ce qui concerne l'éclairement incident sur une surface horizontale, la comparaison des valeurs mesurées et calculées s'avère dans l'ensemble acceptable selon les figures (2.3), (2.7) et (2.9). Ces mesures sont respectivement relatives aux journées du 02 Juin, 11 Juillet et le 08 Janvier.

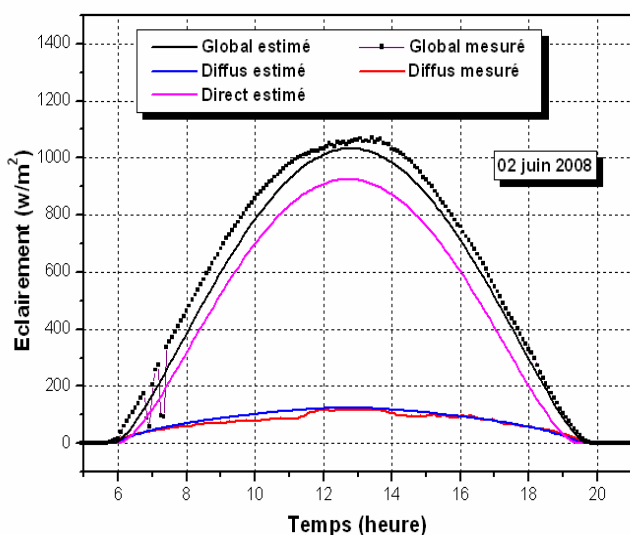


Fig. (2.3) : Eclairements estimés pour une surface horizontale. Ghardaïa 02 juin 2008.

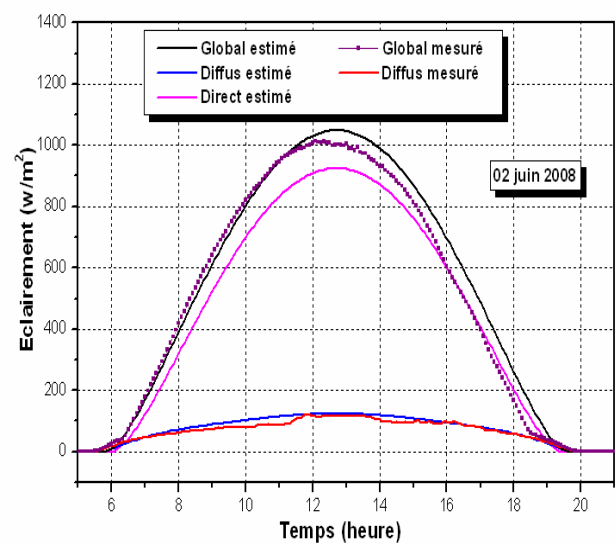


Fig. (2.4) : Eclairements estimés pour une surface inclinée (32°). Ghardaïa 02 juin 2008.

Une autre confrontation a été établie pour tester la fiabilité du modèle proposé pour une inclinaison qui vaut la latitude du lieu (32°). Les courbes tracées (figures (2.4) et (2.8)) relatives aux journées du 02 Juin et le 11 Juillet montrent que la concordance est assez satisfaisante.

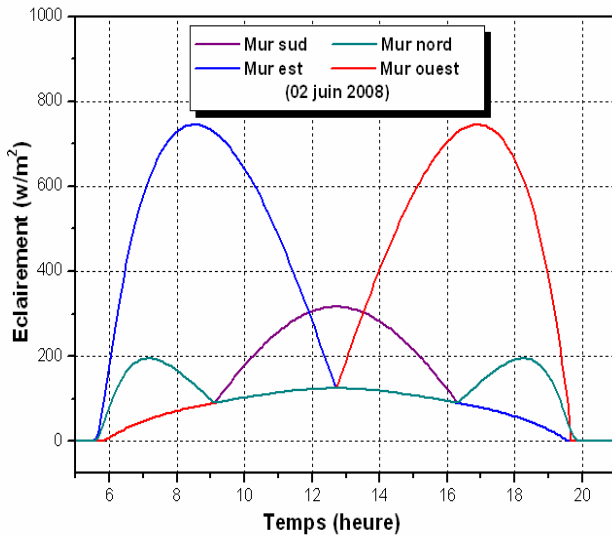


Fig. (2.5) : Eclairements estimés pour différentes Orientations. Ghardaïa 02 juin 2008.

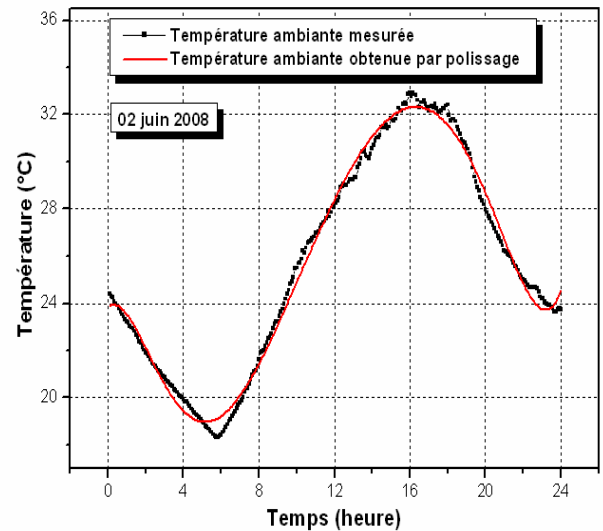


Fig. (2.6) : Température ambiante Ghardaïa 02 juin 2008.

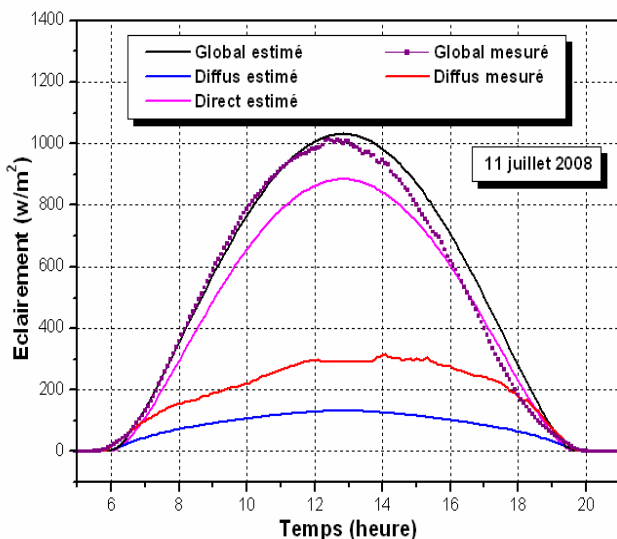


Fig. (2.7) : Eclairements estimés pour une surface horizontale. Ghardaïa 11 juillet 2008.

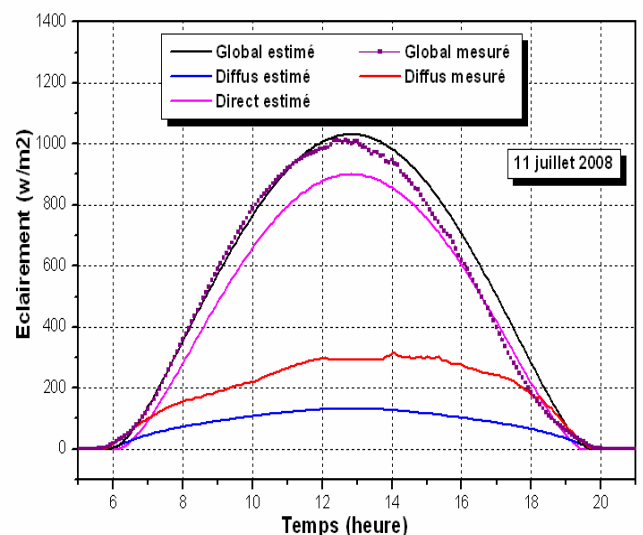


Fig. (2.8) : Eclairements estimés pour une surface inclinée (32°).Ghardaïa 11 juillet 2008.

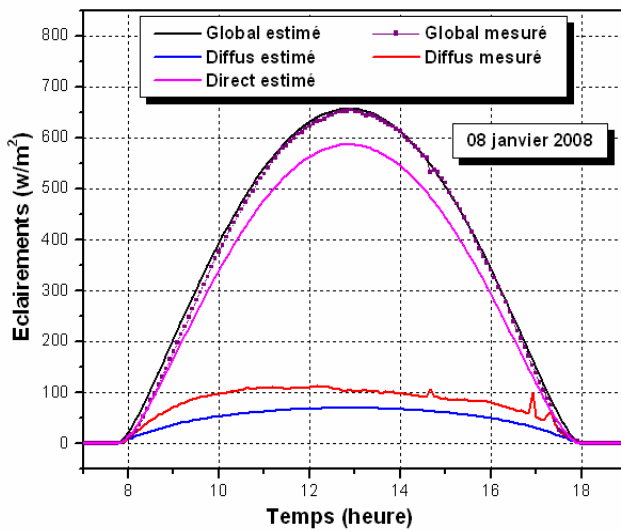


Fig. (2.9) : Eclairements estimés pour une surface horizontale. Ghardaïa 08 janvier 2008.

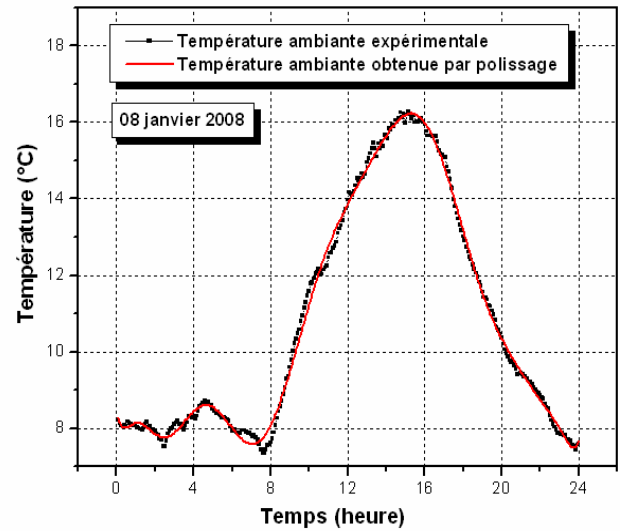


Fig. (2.10) : Température ambiante Ghardaïa 08 janvier 2008.

2.3 CONCEPTION DU MODELE

Dans le domaine de l'énergétique des bâtiments, le modèle numérique prédictif est devenu en quelques années un outil très utilisé. Ainsi, des modèles de simulation ont été, durant les années 80, développés essentiellement pour répondre à des besoins de dimensionnement de l'enveloppe en terme d'isolation et pour estimer le coût d'exploitation du système de chauffage et de climatisation. L'analyse du fonctionnement des systèmes d'équations décrivant un tel modèle montre que l'établissement de ces dernières est possible pour toutes les techniques envisagées. (Avec et sans isolation) [19].

2.3.1 Théorie

2.3.1.1 Solaire passif

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. 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 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 permet 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 de la 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 la 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 [20].

2.3.1.2 L'isolation thermique

L'isolation thermique a un triple but :

- Diminuer le coût du chauffage: les pertes de chaleur d'une maison sans isolation sont nombreuses et importantes suivant les endroits. Il en résulte que plus votre isolation sera performante, moins élevée sera votre note de chauffage.
- Augmenter votre confort: le niveau de confort thermique d'une habitation est déterminé par la température de surface des parois et la température de l'air.
- Protéger votre patrimoine: une meilleure isolation protège en effet d'une part votre habitation neuve ou existante, contre les effets pervers des chocs thermiques successifs; et d'autre part votre environnement grâce à la limitation de consommation d'énergie ainsi permise.

2.3.1.3 Le confort thermique

C'est la sensation de bien être physique résultant de l'équilibre thermique du corps. Or le corps échange de la chaleur avec son environnement par convection, rayonnement et évaporation.

Améliorer le confort thermique passe par un diagnostic des bâtiments et des installations de chauffage pour l'hiver et des installations de climatisation pour l'été. Des spécialistes (architectes, entreprises, bureaux d'études) sont susceptibles d'effectuer ces diagnostics et de préconiser des solutions. Quelques réflexes permettant d'orienter les choix parmi les mesures proposées:

- Commencer par isoler les combles (s'ils existent) avant les parois verticales en maison individuelle (la majeure partie des pertes de chaleur se fait par le toit).
- Isoler les murs en contact avec l'extérieur (résultat qui peut être obtenu soit en plaçant un matériau isolant à l'intérieur ou à l'extérieur du logement).
- Veiller à maintenir ou à rétablir la circulation d'air dans le logement en cas de changement de fenêtres (il ne suffit pas que les nouvelles fenêtres présentent des entrées d'air, il faut aussi que l'air puisse ressortir du logement).
- Remplacer de simples vitrages par des vitrages doubles.
- Mettre en place une régulation du système de chauffage.
- Examiner les possibilités de changement de mode de chauffage ou d'énergie utilisée.

Les moyens les plus employés pour se protéger de la chaleur estivale sont :

- La ventilation par ouverture des fenêtres lorsque cela est possible (zone peu bruyante, pas de risque d'intrusion).
- La mise à profit de l'inertie thermique du bâtiment, c'est-à-dire profiter de la capacité que possède le bâtiment à pouvoir stocker la fraîcheur de la nuit pour limiter l'élévation de la température le jour. Pour un bâtiment existant, l'inertie peut être augmentée par la pose d'une isolation thermique par l'extérieure.
- La limitation des apports solaires à travers les ouvertures (portes et fenêtres), à l'aide de volets ou de stores [21].

2.3.1.4 Isolation des murs par l'intérieur

C'est la solution la plus simple et la plus courante pour isoler ses murs. L'aspect extérieur n'est pas modifié mais impose de travailler à l'intérieur de la maison et tendent à réduire la surface habitable. L'ajout d'épaisseur doit tenir compte de l'ouverture des fenêtres, des prises et autres canalisations.

2.3.2 Plan descriptif de la pièce

Afin de déterminer les différentes températures, il est utile d'établir les bilans énergétiques où nous nous intéressons essentiellement aux températures intérieures. Ces dernières seront confrontées avec ceux fournies par l'expérience en considérant que les murs seront ombragés et recouverts par une couche isolante, une lame d'air et une couche supplémentaire de plâtre pour tenir compte de l'aspect esthétique et décoration.

Dans ce cadre, nous avons jugé indispensable d'utiliser le plan de la maison pour le dimensionnement et la caractérisation des deux chambres.

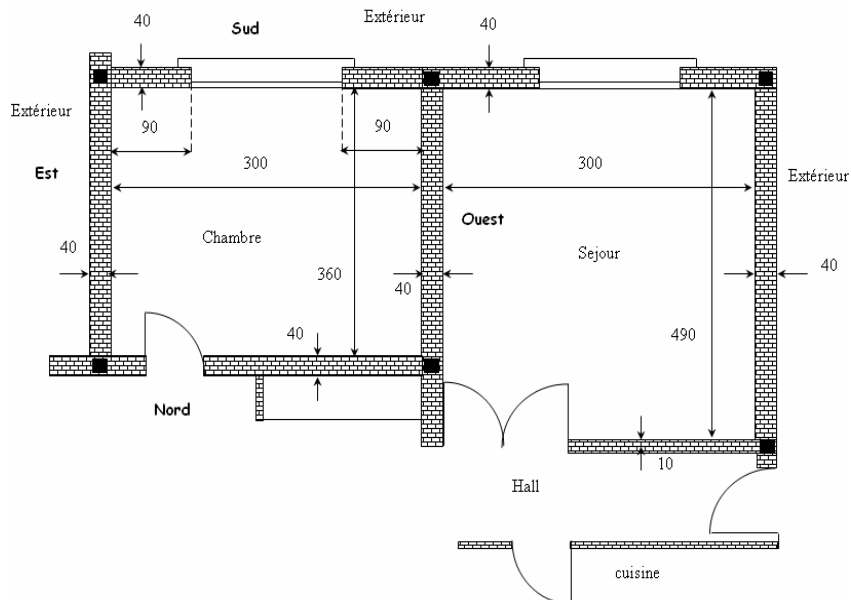


Fig. (2.11) : Plan descriptif des pièces étudiées.

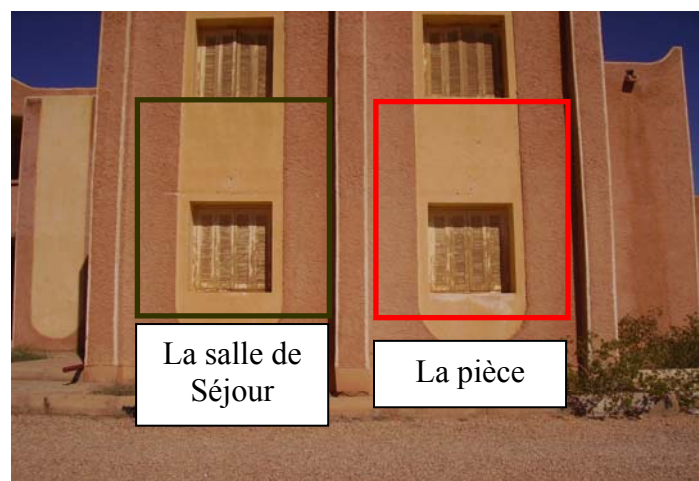


Fig. (2.12) : Façades orientées vers le sud des pièces étudiées.

L'enveloppe du bâtiment ou les parois extérieures sont constituées d'une structure lourde généralement de 40 cm de pierre, en deux couches de 1.5 cm de ciment mortier et une couche supplémentaire de 1 cm d'enduit de plâtre. Ces murs peuvent être isolés sur les faces intérieures par une lame d'air de 1 cm et une couche de 6 cm de polystyrène.

Les parois intérieures (murs de refend) dont les faces sont en contact seulement avec l'ambiance intérieure, sont assimilées à une structure lourde de 15 cm de pierre, de deux couches de 1.5 cm de ciment mortier et une couche de 1 cm d'enduit de plâtre. Le plancher est posé sur une terre pleine et plate pour le logement du rez-de-chaussée. Il est situé et coulé directement sur le sol, n'occasionne que peu de déperditions. La forme est constituée de sable, de béton et de carrelage. Le toit est composé d'hourdis ciment, d'une dalle de béton, de sable et de ciment mortier. On remarque d'après la figure (2.11) que les murs exposés à l'extérieur sont: le mur est de la chambre, le mur ouest de la salle de séjour et les deux murs sud. Il est à noter aussi que l'habitat est situé au rez-de-chaussée au dessous d'un autre logement de même plan.

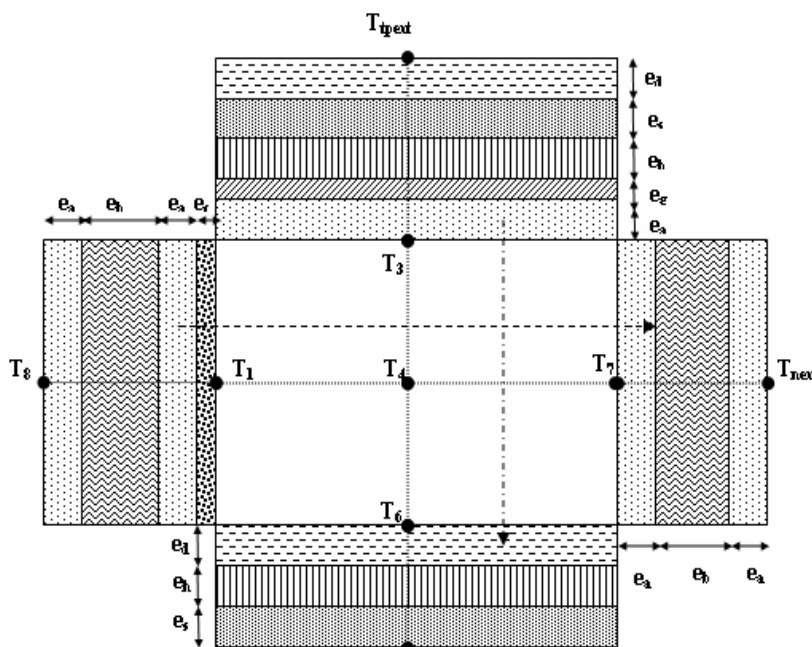


Fig. (2.13) : Coupe longitudinale pour l'identification des différentes couches.

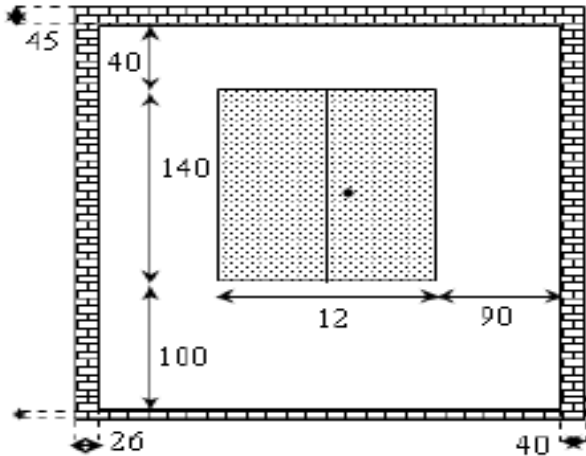


Fig. (2.14) : Face sud de la pièce.



Fig. (2.15) : Photo de la face sud de la pièce sans isolation.

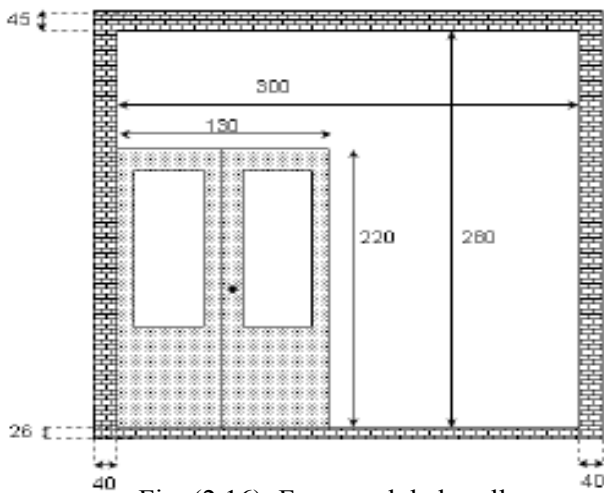


Fig. (2.16): Face nord de la salle de séjour.



Fig. (2.17) : Photo de la face nord de la salle de séjour.

2.3.3 Conception du modèle mathématique

En appliquant la loi générale de la conservation de l'énergie du bâtiment, on aboutit à un système non autonome de dix huit équations différentielles ordinaires non linéaires. L'établissement de ces dernières est possible pour toutes les techniques envisagées (Avec et sans isolation) en utilisant la méthode numérique de Runge-Kutta d'ordre 4. Cette méthode assure, en général, une meilleure stabilité de la solution que la méthode d'Euler.

On propose des modèles mathématiques qui permettent d'évaluer les performances énergétiques de la pièce. Ces modèles ne concernent que les échanges thermiques.

On ne peut donc pas étudier la stratification de l'air d'une zone, l'influence du vent sur les infiltrations d'air, la diffusion d'eau dans les parois,... Les changements d'état ne sont pas non plus pris en compte, donc le stockage par chaleur latente n'est pas traité, ni l'effet des variations d'humidité. C'est donc exclusivement l'enveloppe qui est étudiée. Pour faire ces études, quelques hypothèses simplificatrices ont été établies :

- Les transferts thermiques à travers les parois sont supposés unidirectionnels, perpendiculaires à ces parois.
- La distribution de la température sur les surfaces extérieures et intérieures des murs est uniforme. Donc, les modèles mathématiques vont délivrer uniquement les températures moyennes de l'air et de la surface considérée.
- Le régime est permanent à travers les murs lorsque le flux passe d'une couche vers l'autre.
- La convection est naturelle, l'écoulement est laminaire.
- Les portes et les fenêtres sont supposées fermées et en bois ordinaire. Leurs températures seront mesurées et imposées.

Pour compléter les modèles mathématiques, il faut déterminer également les conditions aux limites, environnantes et les conditions initiales pour la pièce et pour la salle de séjour. Alors, il faut mesurer par exemple les températures du sol à une profondeur z donnée. Nous avons mesuré aussi les températures des portes et des fenêtres puisque ces dernières rentrent dans les bilans énergétiques globaux.

L'idée est d'avoir tout à bord une comparaison adéquate sur les températures de l'air et de chaque surface pour identifier convenablement les directions des transferts de chaleur.

On désigne par:

T: température (K), S: surface (m²), α : coefficient d'absorption. v: volume (m³)

ρ : masse volumique (kg m⁻³), C_p: chaleur spécifique (J kg⁻¹K⁻¹), m: masse (kg).

λ : conductivité thermique (Wm⁻¹K⁻¹), e: épaisseur de la couche du mur (m).

a : ciment, b: pierre, c: plâtre, h: béton, d: carrelage, g: hourdis, s: sable, p: porte, f: fenêtre.

F_{ij}: facteur de forme entre les surfaces i et j.

Q_{cv}: flux de chaleur échangé par convection. (W).

Q_r: flux de chaleur échangé par rayonnement. (W).

Q_{rciel}: flux de chaleur échangé par rayonnement avec le ciel. (W).

Q_{rsolext}: flux de chaleur échangé par rayonnement avec le sol extérieur. (W).

Q_{cvam}: flux de chaleur échangé par convection avec l'ambiance. (W).

On suppose que: T_{am} = T_{sol}.

Une comparaison adéquate des températures de l'air intérieur ambiant et des surfaces des murs permet d'identifier convenablement les directions de transfert de chaleur. Les remarques préliminaires durant une période chaude nous conduisent à décider et de juger que:

$$T_{\text{mur sud}} > T_{\text{mur est}} > T_{\text{toit}} > T_{\text{air}} > T_{\text{mur ouest}} > T_{\text{sol}} > T_{\text{mur nord}} \quad \text{pour la chambre}$$

$$T_{\text{mur sud}} > T_{\text{mur ouest}} > T_{\text{toit}} > T_{\text{air}} > T_{\text{mur est}} > T_{\text{sol}} > T_{\text{mur nord}} \quad \text{pour la salle de séjour}$$

Le coefficient de transfert par rayonnement d'une surface i avec le ciel est [22] :

$$h_{\text{riciel}} = \frac{\sigma (T_{\text{ciel}} + T_i) (T_i^2 + T_{\text{ciel}}^2)}{\frac{1 - \epsilon_{\text{ciel}}}{\epsilon_{\text{ciel}}} + \frac{1}{F_{i \text{ ciel}}}} \quad (2.36)$$

avec $T_{\text{ciel}} = 0.0552 T_{\text{am}}^{1.5}$ (2.37)

Le coefficient de transfert par rayonnement d'une surface i avec le sol extérieur est :

$$h_{\text{ri solext}} = \frac{\sigma (T_{\text{solext}} + T_i) (T_i^2 + T_{\text{solext}}^2)}{\frac{1 - \epsilon_{\text{solext}}}{\epsilon_{\text{solext}}} + \frac{1}{F_{i \text{ solext}}}} \quad (2.38)$$

On exprime le flux thermique échangé par convection avec l'ambiance par :

$$Q_{cviam} = h_{cviam} S_i (T_i - T_f) \quad (2.39)$$

Les bilans énergétiques des surfaces intérieures et extérieures sont donnés par les équations suivantes :

$$m C_p \frac{dT}{dt} = \sum Q_{absorbées} - \sum Q_{émises} \quad (2.40)$$

Mur sud de la pièce:

$$\rho_a v_1 C_a \frac{dT_1}{dt} = Q_{cd81} - Q_{r12} - Q_{r13} - Q_{cv14} - Q_{r15} - Q_{r16} - Q_{r17} - Q_{r1p} - Q_{r1f} \quad (2.41)$$

$$\rho_a v_1 C_a \frac{dT_1}{dt} = \frac{(T_8 - T_1)}{\sum R_{sud}} - Q_{r12} - Q_{r13} - Q_{cv14} - Q_{r15} - Q_{r16} - Q_{r17} - Q_{r1p} - Q_{r1f} \quad (2.42)$$

avec
$$\sum R_{sud} = (2e_a / \lambda_a S_1) + (e_b / \lambda_b S_1) + (e_c / \lambda_c S_1)$$

Mur est de la pièce:

$$\rho_a v_2 C_a \frac{dT_2}{dt} = \frac{(T_9 - T_2)}{\sum R_{est}} + Q_{r12} - Q_{r23} - h_{cv24} S_2 (T_2 - T_4) - Q_{r25} - Q_{r26} - Q_{r27} - Q_{r2p} + Q_{r2f} \quad (2.43)$$

avec
$$\sum R_{est} = (2e_a / \lambda_a S_2) + (2e_b / \lambda_b S_2) + (2e_c / \lambda_c S_2)$$

Toit de la pièce:

$$\rho_a v_3 C_a \frac{dT_3}{dt} = \frac{(T_{ipext} - T_3)}{\sum R_{toit}} + Q_{r13} + Q_{r23} - h_{cv34} S_3 (T_3 - T_4) - Q_{r35} - Q_{r36} - Q_{r37} - Q_{r3p} + Q_{r3f} \quad (2.44)$$

avec
$$\sum R_{toit} = (e_a / \lambda_a S_3) + (e_h / \lambda_h S_3) + (e_s / \lambda_s S_3) + (e_d / \lambda_d S_3) + (e_g / \lambda_g S_3) \quad (2.45)$$

Air intérieur de la pièce:

$$\rho_a v_4 C_a \frac{dT_4}{dt} = h_{cv14} S_1 (T_1 - T_4) + Q_{cv24} + Q_{cv34} + Q_{cvf4} - h_{cv45} S_5 (T_4 - T_5) - Q_{cv46} - Q_{cv47} - Q_{cv4p} \quad (2.46)$$

Mur ouest de la pièce :

$$\rho_a v_5 C_a \frac{dT_5}{dt} = \frac{(T_5 - T_{14})}{\sum R_{ouest}} + Q_{r15} + Q_{r25} + Q_{r35} + h_{cv45} S_5 (T_4 - T_5) - Q_{r56} - Q_{r57} - Q_{r5p} + Q_{r5f} \quad (2.47)$$

avec
$$\sum R_{ouest} = (2e_a / \lambda_a S_5) + (e_b / \lambda_b S_5)$$

Sol de la pièce :

$$\rho_d v_6 C_d \frac{dT_6}{dt} = \frac{(T_6 - T_{\text{sol}})}{\sum R_{\text{sol}}} + Q_{r16} + Q_{r26} + h_{cv46} S_6 (T_4 - T_6) + Q_{r36} + Q_{r56} - Q_{r67} - Q_{r6p} + Q_{r6f} \quad (2.48)$$

avec
$$\sum R_{\text{sol}} = (e_d / \lambda_d S_6) + (e_h / \lambda_h S_6) + (e_s / \lambda_s S_6)$$

Mur nord de la pièce :

$$\rho_a v_7 C_a \frac{dT_7}{dt} = -\frac{(T_7 - T_{\text{next}})}{\sum R_{\text{nord}}} + Q_{r17} + Q_{r27} + h_{cv47} S_7 (T_4 - T_7) + Q_{r37} + Q_{r57} + Q_{r67} + Q_{r7f} \quad (2.49)$$

avec
$$\sum R_{\text{nord}} = \sum R_{\text{ouest}}$$

Mur sud extérieur de la pièce :

$$\rho_c v_8 C_c \frac{dT_8}{dt} = -\frac{(T_8 - T_1)}{\sum R_{\text{sud}}} + \alpha S_1 E_s + h_{cvam8} S_1 (T_{\text{am}} - T_8) + h_{rc8} S_1 (T_c - T_8) + h_{rsolext8} S_1 (T_{\text{solext}} - T_8) \quad (2.50)$$

Mur est extérieur de la pièce :

$$\rho_c v_9 C_c \frac{dT_9}{dt} = -\frac{(T_9 - T_2)}{\sum R_{\text{est}}} + \alpha S_2 E_e + h_{cvam9} S_2 (T_{\text{am}} - T_9) + h_{rc9} S_2 (T_c - T_9) + h_{rsolext9} S_2 (T_{\text{solext}} - T_9) \quad (2.51)$$

Mur sud de la salle de séjour :

$$\rho_a v_{10} C_a \frac{dT_{10}}{dt} = \frac{(T_{17} - T_{10})}{\sum R_{\text{sud}}} - Q_{r10-11} - Q_{r10-12} - Q_{cv10-13} - Q_{r10-14} - Q_{r10-15} - Q_{r10-16} - Q_{r10ps} + Q_{r10fs} \quad (2.52)$$

Mur ouest de la salle de séjour :

$$\rho_a v_{11} C_a \frac{dT_{11}}{dt} = \frac{(T_{18} - T_{11})}{\sum R_{\text{ouest2}}} + Q_{r10-11} - Q_{r11-12} - Q_{cv11-13} - Q_{r11-14} - Q_{r11-15} - Q_{r11-16} - Q_{r11ps} + Q_{r11fs} \quad (2.53)$$

avec
$$\sum R_{\text{ouest2}} = (2e_a / \lambda_a S_{11}) + (2e_b / \lambda_b S_{11}) + (2e_c / \lambda_c S_{11})$$

Toit de la salle de séjour :

$$\rho_a v_{12} C_a \frac{dT_{12}}{dt} = \frac{(T_{\text{tsext}} - T_{12})}{\sum R_{\text{toit}}} + Q_{r10-12} + Q_{r11-12} - Q_{cv12-13} - Q_{r12-14} - Q_{r12-15} - Q_{r12-16} - Q_{r12ps} + Q_{r12fs} \quad (2.54)$$

Air intérieur la salle de séjour :

$$\rho_a v_{13} C_a \frac{dT_{13}}{dt} = Q_{cv10-13} + Q_{cv11-13} + Q_{cv12-13} + Q_{cv13fs} - Q_{cv13-14} - Q_{cv13-15} - Q_{cv13-16} - Q_{cv13ps} \quad (2.55)$$

Mur est de la salle de séjour :

$$\rho_a v_{14} C_a \frac{dT_{14}}{dt} = \frac{(T_5 - T_{14})}{\sum R_{est2}} + Q_{r10-14} + Q_{r11-14} + Q_{r12-14} + Q_{cv13-14} - Q_{r14-15} - Q_{r14-16} - Q_{r14ps} + Q_{r14fs} \quad (2.56)$$

avec
$$\sum R_{est2} = (2e_a/\lambda_a S_{14}) + (e_b/\lambda_b S_{14})$$

Sol de la salle de séjour :

$$\rho_d v_{15} C_d \frac{dT_{15}}{dt} = \frac{(T_{15} - T_{sint})}{\sum R_{sol}} + Q_{r10-15} + Q_{r11-15} + Q_{cv13-15} + Q_{r12-15} + Q_{r14-15} - Q_{r15-16} - Q_{r15ps} + Q_{r15fs} \quad (2.57)$$

Mur nord de la salle de séjour :

$$\rho_a v_{16} C_a \frac{dT_{16}}{dt} = -\frac{(T_{16} - T_{nexts})}{\sum R_{nord}} + Q_{r10-16} + Q_{r11-16} + Q_{r12-16} + Q_{cv13-16} + Q_{r14-16} + Q_{r15-16} + Q_{r16fs} \quad (2.58)$$

Mur sud extérieur de la salle de séjour :

$$\rho_a v_{17} C_a \frac{dT_{17}}{dt} = -\frac{(T_{17} - T_{10})}{\sum R_{sud}} + \alpha S_{10} E_s + Q_{cvam17} + Q_{rc17} + Q_{rsolext17} \quad (2.59)$$

Mur ouest extérieur de la salle de séjour :

$$\rho_c v_{18} C_c \frac{dT_{18}}{dt} = -\frac{(T_{18} - T_{11})}{\sum R_{est}} + \alpha S_{11} E_e + Q_{cvam18} + Q_{rc18} + Q_{rsolext18} \quad (2.60)$$

L'isolation thermique intérieure du mur sud par une lame d'air de 2 cm et une couche de 6 cm de polystyrène et une autre couche (1 cm) de plâtre par exemple, nécessite l'introduction des modifications au niveau des équations des bilans thermiques du mur sud et au niveau de sa surface extérieure. Les modifications sont effectuées au niveau des équations de la conduction et au niveau des paramètres qui caractérisent les propriétés physiques des matériaux, en particulier, la chaleur spécifique, la densité volumique et la conductivité thermique. Les équations (2.42) et (2.50) deviennent :

Surface intérieure :

$$\rho_{pol} v_1 C_{pol} \frac{dT_1}{dt} = \frac{(T_8 - T_1)}{\sum R_{sud-isolé}} - Q_{r12} - Q_{r13} - Q_{cv14} - Q_{r15} - Q_{r16} - Q_{r17} - Q_{r1p} - Q_{r1f} \quad (2.61)$$

avec
$$\sum R_{sud-isolé} = (2e_a/\lambda_a S_1) + (2e_b/\lambda_b S_1) + (2e_c/\lambda_c S_1) + (2e_{air}/\lambda_{air} S_1) + (2e_{pol}/\lambda_{pol} S_1)$$

Surface extérieure :

$$\rho_{\text{pol}} V_8 C_{\text{pol}} \frac{dT_8}{dt} = - \frac{(T_8 - T_1)}{\sum R_{\text{sud-isolé}}} + \alpha S_1 E_s + Q_{\text{cvam8}} + Q_{\text{rc8}} + Q_{\text{rsolext8}} \quad (2.62)$$

2.3.4 Validation et confrontation avec l'expérience

Cette section prouve que le modèle numérique est devenu un laboratoire virtuel dans lequel on peut tester les hypothèses imposées. Ces modèles numériques permettent en outre d'affiner la prévision à court terme en injectant périodiquement dans le modèle de nouvelles valeurs de mesure. D'ailleurs, c'est pour cette raison que nous avons d'abord fonctionné le modèle puis ensuite testé sa cohérence interne afin de le valider expérimentalement.

Les mesures ont été effectuées pour une longue durée de l'année et nous avons choisi pour la validation trois journées différentes. Une journée froide (08 janvier 2008), une journée très chaude (11 juillet 2008) et une autre de température moyenne (02 juin 2008). Le but primordial de ce choix est de tester sa fiabilité sous l'influence de conditions climatiques distinctes. Nous avons ensuite utilisé une unité d'acquisition de type Linseis LPD 12 avec un écran numérique d'une interface de deux langues anglais et allemand et un menu programmable. Il comporte douze canaux programmables individuellement en mV, V et mA et peut être connecté à un ordinateur pour l'enregistrement des données. Pour les thermocouples, on a utilisé le type K qui permet de mesurer dans une large gamme de température: -200 °C à 1250°C.



Fig. (2.18) : Enregistreur Linseis LPD 12.

Pour la mesure des températures des murs sud et nord, cinq thermocouples ont été placés en différents points sur chaque paroi. De même, nous avons recueilli les valeurs des températures intérieures de l'air ambiant en plaçant les cinq thermocouples dans différents points. Les valeurs expérimentales tracées dans les figures sont obtenues en faisant les moyennes de celles enregistrées.

Nous procéderons par les figures tracées ci dessous à la validation du modèle destiné à la description du comportement thermique de la pièce en absence et en présence de l'isolation thermique intérieure. Les relevés des températures associées prouvent que l'écart entre les données théoriques et expérimentales est globalement inférieur à 1°C. Les courbes tracées dans les figures (2.21), (2.22) et (2.23) représentent respectivement les températures de l'air, du mur sud et du mur nord correspondantes à la journée du 02 Juin 2008 avant l'isolation thermique. De même, nous avons constaté d'après les figures (2.24), (2.25), (2.26) et (2.27) que les résultats expérimentaux de l'air et du mur nord pour les journées du 08 Janvier et le 11 Juillet 2008 coïncident avec ceux obtenus par la simulation numérique.



Fig. (2.19) : face intérieure du mur sud.



Fig. (2.20) : Photo du toit de la pièce.
Position du thermocouple.

Cette étape incontournable, sera suivie par la validation au cas où les murs de la pièce sont isolés par une lame d'air de 2 cm et une épaisseur de 6 cm du polystyrène (voir images (2.19) et (2.20)).

Les températures de l'air et du mur nord sont sélectionnées pour tracer les profils illustrés sur les figures (2.28) et (2.29) pour le jour du 02 Juin et sur les figures (2.30) et (2.31) pour le 08 Janvier 2008.

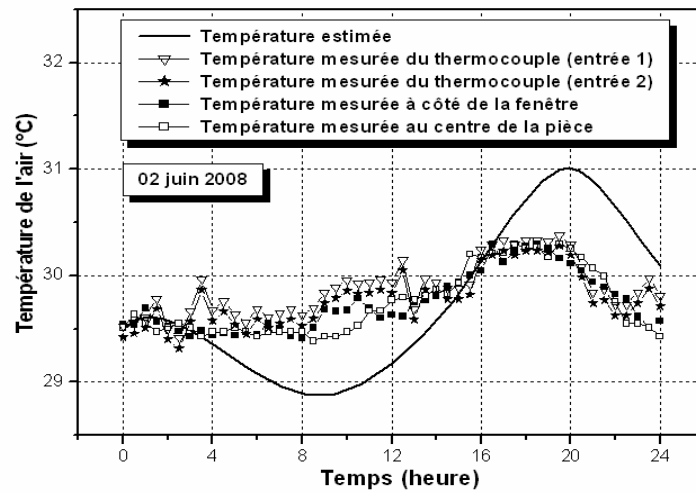


Fig. (2.21) : Température de l'air intérieur de la pièce sans isolation. Ghardaïa 02 juin 2008.

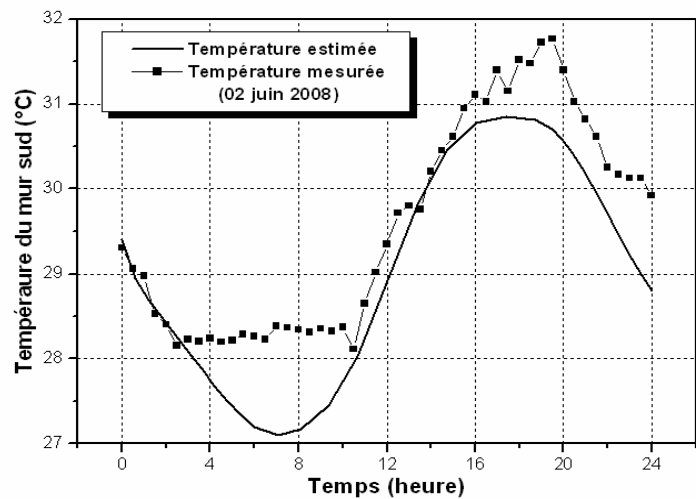


Fig. (2.22) : Température du mur sud de la pièce sans isolation. Ghardaïa 02 juin 2008.

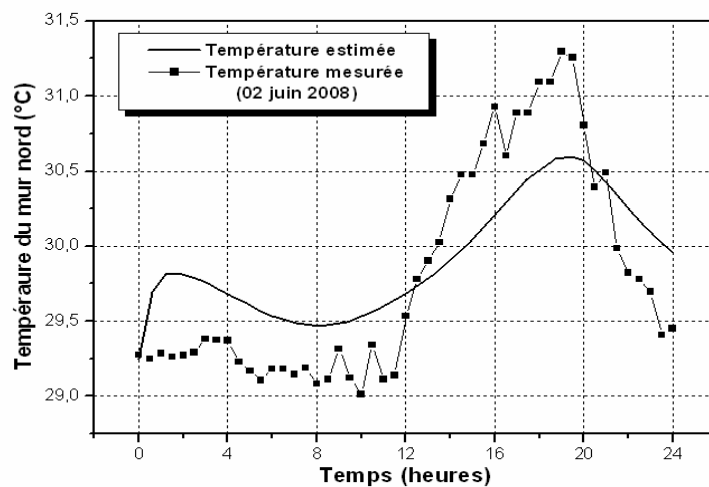


Fig. (2.23) : Température du mur nord de la pièce sans isolation. Ghardaïa 02 juin 2008.

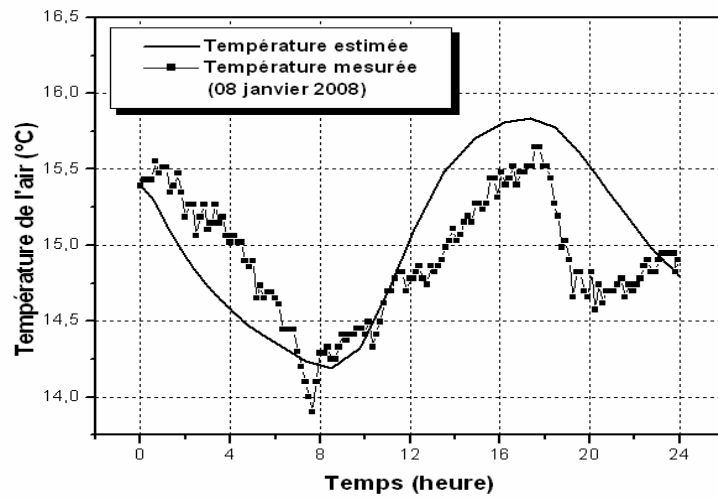


Fig. (2.24) : Température de l'air intérieur de la pièce sans isolation. Ghardaïa 08 janvier 2008.

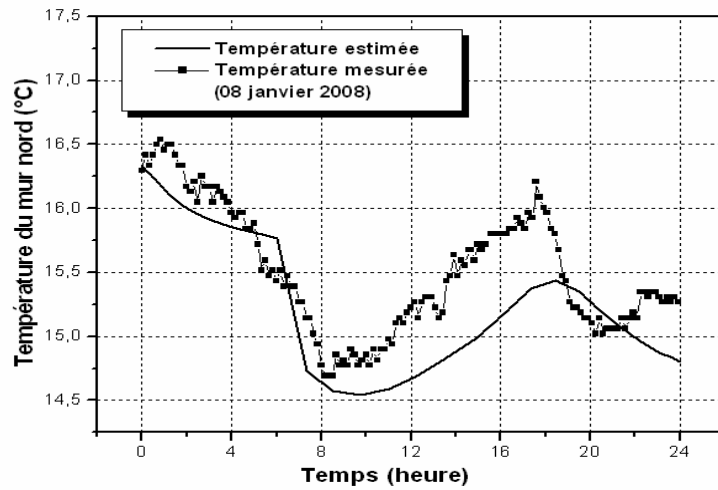


Fig. (2.25) : Température du mur nord de la pièce sans isolation. Ghardaïa 08 janvier 2008.

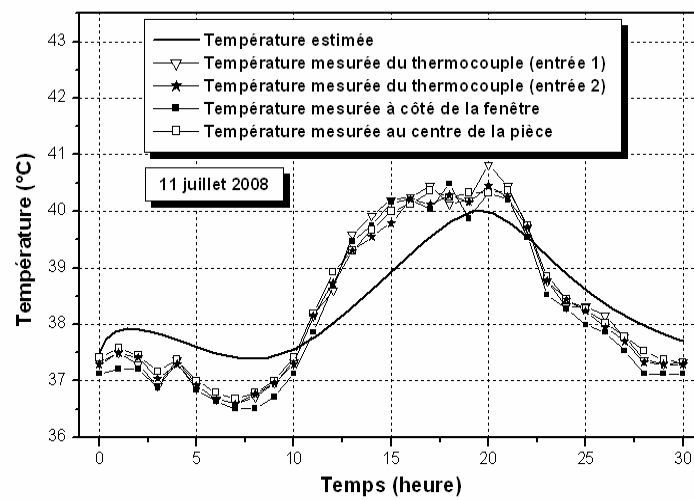


Fig. (2.26) : Température de l'air intérieur de la pièce sans isolation. Ghardaïa 11 juillet 2008.

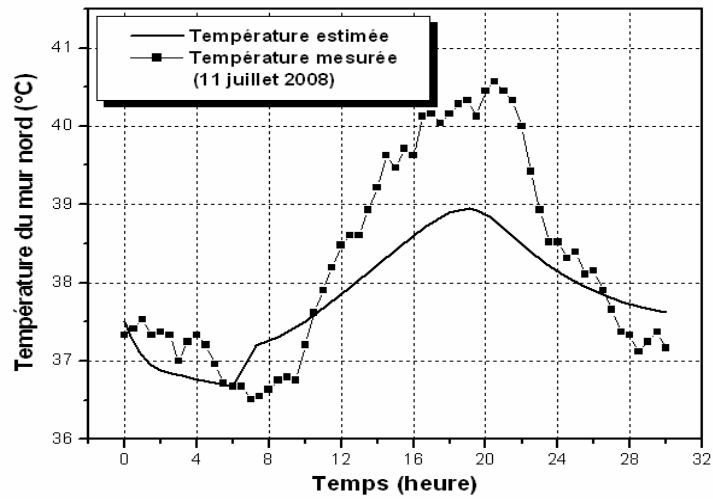


Fig. (2.27) : Température du mur nord de la pièce sans isolation. Ghardaïa 11 juillet 2008.

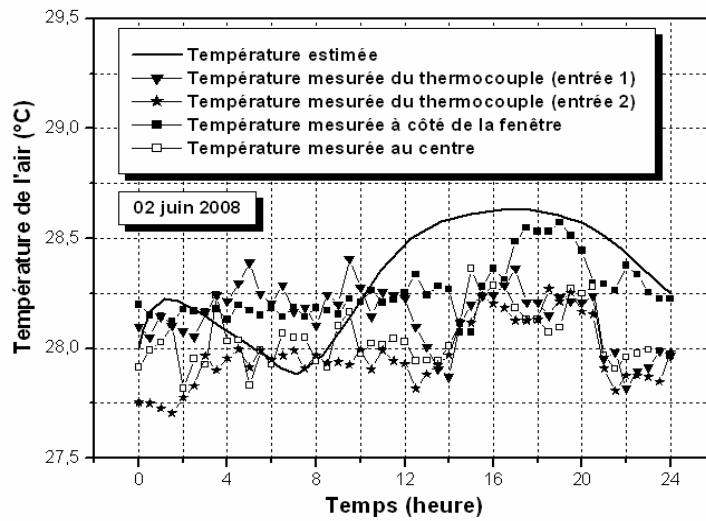


Fig. (2.28) : Température de l'air intérieur de la pièce avec isolation. Ghardaïa 02 juin 2008.

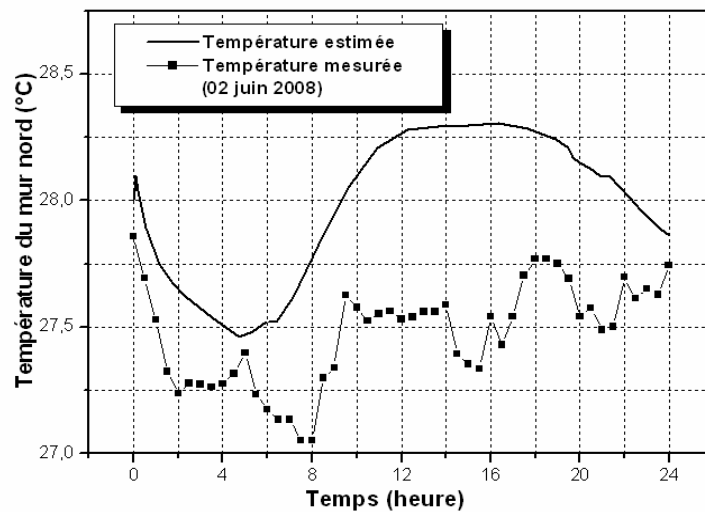


Fig (2.29) : Température du mur nord de la pièce avec isolation. Ghardaïa 02 juin 2008.

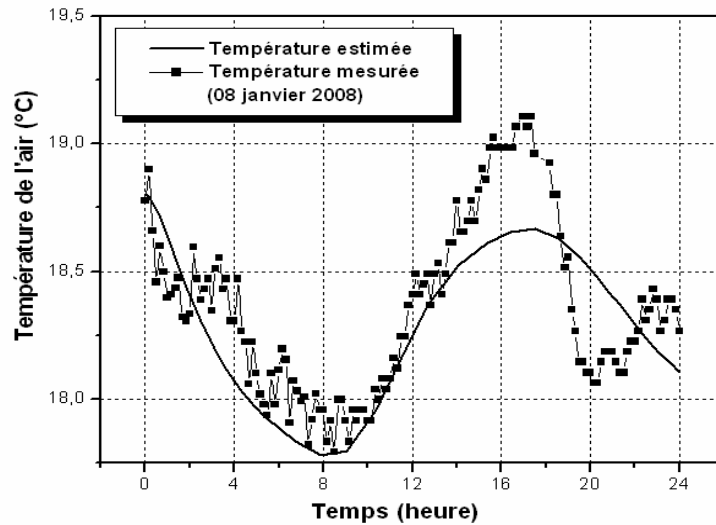


Fig. (2.30) : Température de l'air intérieur de la pièce avec isolation. Ghardaïa 08 janvier 2008.

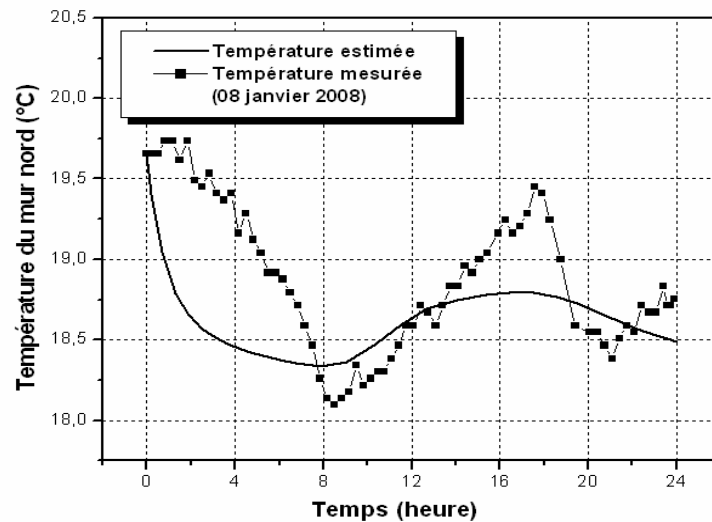


Fig (2.31) : Température du mur nord de la pièce avec isolation. Ghardaïa 08 janvier 2008.

2.4 CONCLUSION

Les différentes applications des systèmes énergétiques à conversion thermique de l'énergie solaire nécessitent l'exploitation de nouveaux modes de connexion et techniques de gestion optimisant leurs efficacités. Par conséquent, il est important de s'acquérir des renseignements satisfaisants et bien détaillés sur le gisement solaire. Pour ce faire, il faut choisir des modèles adéquats et qui peuvent être jugés acceptables lors de la détermination des paramètres des contrôleurs basés sur ces techniques. Dans ce chapitre, les résultats du modèle testé sont

confrontés aux valeurs expérimentales du rayonnement selon la station radiométriques de l'URAER. L'approche étudiée peut être considérée comme un outil d'analyse et d'estimation de l'éclairément solaire instantané.

Une comparaison entre les champs de température calculées et mesurées montre que le modèle mathématique reproduit de manière satisfaisante la réalité physique des phénomènes. Les écarts qui existent sont dus d'une part, aux erreurs de mesures, à l'inertie thermique, aux hypothèses imposées et aux perturbations du système (par des passages nuageux).

La recherche des solutions identifiées nécessite une méthodologie rigoureuse tant au niveau de la définition des entrées et des sorties qu'à celui de la conduite des expérimentations. Cela nous permet d'envisager d'intégrer ce type de modèle à un code général dont le but est d'appréhender des problèmes de confort thermique et de traiter aussi les techniques de l'isolation thermique intérieure et extérieure.

CHAPITRE III

**MODELISATION DYNAMIQUE ET
RESULTATS DE SIMULATION
NUMERIQUE**

MODELISATION DYNAMIQUE ET RESULTATS DE SIMULATION NUMERIQUE

Le modèle mathématique étant près à l'utilisation nous permettra dans ce chapitre d'effectuer une étude théorique afin de percevoir la meilleure façon de l'isolation en changeant la configuration d'isolation des murs de la pièce et voir aussi l'effet de l'épaisseur sur l'isolation thermique. L'étude de l'isolation thermique par un autre modèle est un privilège pour confirmer les résultats obtenus au chapitre précédent.

3.1 NOTIONS DE CONCEPTION BIOCLIMATIQUE

Le mode de construire ancien adaptait l'architecture aux facteurs sociaux, culturels et climatiques pour pouvoir supporter des conditions de vie parfois difficiles, que cela soit au sud ou au nord. Le besoin de construire beaucoup, vite et pas cher a entraîné une rupture entre l'architecture et le climat, ce qui nécessite le recours abusif à des systèmes mécaniques de conditionnement d'air énergivores pour atteindre le confort thermique requis dans les locaux.

Le choix du site d'implantation est le premier facteur garantissant une conception architecturale thermiquement performante bien qu'il n'affecte ni les températures ni les humidités, mais il a un effet non négligeable sur le vent, la pluie et le rayonnement solaire.

Dans l'architecture traditionnelle des milieux arides, le confort de l'utilisateur était assuré par une combinaison de plusieurs stratégies passives de contrôle thermique, qui sont le résultat d'une connaissance approfondie des conditions climatiques. Ainsi, la réduction des températures internes pouvait être réalisée au moyen de concepts de refroidissement passifs tels que évaporation, convection, rayonnement nocturne, ventilation, absorption de l'humidité en climat chaud et humide, radiation vers la voûte céleste, bâtiment enterré.

Les parois et le renouvellement de l'air sont les principales sources de déperditions thermiques dans une construction. Il faut donc, réduire les besoins en assurant une bonne étanchéité à l'air (isolation) et une bonne aération en privilégiant la ventilation naturelle [23].

La conception du bâtiment doit mettre en oeuvre des principes simples, basés sur le bon sens et qui ont prouvé leur efficacité dans les constructions anciennes. Elle doit être adaptée aux besoins saisonniers (chaleur en hiver, fraîcheur en été) et favoriser au maximum l'apport solaire passif et minimiser les déperditions. Dans ce cadre, nous dirons que l'architecture bioclimatique doit prendre en compte les principes suivants:

- Utiliser des matériaux massifs pour augmenter l'inertie thermique.
- Supprimer les points faibles, tels que les ponts thermiques, ou les balcons qui font corps avec le reste du bâtiment, et agissent comme ailettes de refroidissement.
- Prévoir des vitrages isolants (par exemple double vitrage), qu'il faut protéger par des volets, des stores et des casquettes, tout en privilégiant l'éclairage naturel des espaces.
- Utiliser des dispositifs architecturaux de protection tels que toiture opaque, casquette, etc [24].

L'appréciation du confort thermique dépend des personnes. Cependant, en jouant sur des paramètres essentiels comme la température, les mouvements d'air et l'humidité, un équilibre satisfaisant peut être trouvé. L'ajustement de ces paramètres s'obtient en isolant thermiquement le logement, en améliorant les performances des fenêtres, en choisissant des systèmes de chauffage et d'aération adaptés au bâtiment et au mode d'occupation, en installant une régulation.

Toutes les surfaces en contact avec l'extérieur, ou avec des pièces non chauffées, sont le siège de déperditions. Ce sont les murs extérieurs et les toits qui sont responsables de plus de 70% des pertes de chaleur dans les constructions actuelles. Ces surfaces doivent systématiquement être isolées. Et leur isolation doit être réalisée en priorité au niveau des zones où les déperditions sont

les plus importantes. C'est pourquoi l'amélioration de l'isolation thermique est la mesure la plus importante pour économiser l'énergie [25].

Dans les maisons passives, l'isolation thermique et la construction étanche à l'air ont fait leurs preuves d'une manière éclatante. Un principe de base supplémentaire est la construction sans ponts thermiques: l'isolation recouvre sans faille l'ensemble du bâti. Cela enlève tout coin froid ou propice aux pertes de chaleur. Ceci aussi concourt à la construction de qualité confortable et sans dommage.

3.2 MODELISATION DYNAMIQUE PAR UN SYSTEME A DEUX

VARIABLES D'ETAT

Il est bien évident que l'étude dynamique et thermique d'un modèle mathématique est une manière de juger sa crédibilité dans les simulations numériques. Partant de ce principe, nous avons choisi un modèle qui a été publié dans la revue générale de thermique proposé et validé expérimentalement par des chercheurs de l'université de Corse. Le but est de montrer l'intérêt d'appliquer des méthodes basées sur l'analyse spectrale à des études de thermique du bâtiment. Il a été appliqué à une structure élémentaire, cette structure est une cellule constituée de cinq faces de plâtre et d'une face vitrée. L'excitation se fait à l'aide d'un radiateur placé à l'intérieur de la cellule (figure (3.1)), l'ensemble est équipé de thermocouples pour suivre l'évolution des températures intérieures et extérieures [26].

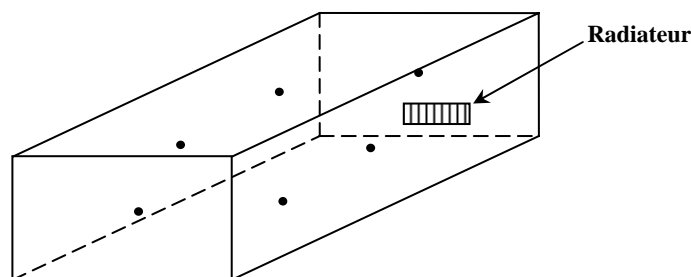


Fig. (3.1) : Structure élémentaire de la cellule.

La démarche proposée par le modèle est simple mais efficace. Plutôt que de discrétiser spatialement le système de façon plus ou moins arbitraire, la discrétisation se fait au vu de son comportement dynamique. L'idée est que le modèle continu exact possède un spectre et une base propre infinis, mais dont seule une faible partie est réellement utile dans la plage de fonctionnement utilisée. Il s'agit finalement de retenir la partie utile du spectre et de la base propre. Pour ce faire, le système est soumis à une excitation typique et l'on enregistre quelques réponses, dont le nombre est fixé arbitrairement lors de cette première étape. L'analyse spectrale de celles-ci fournit alors de façon claire le nombre minimal de degrés de liberté nécessaire pour représenter le système, ainsi que des indications sur le choix des variables d'état.

Le modèle reconstruit à partir de ces éléments propres sera une équation différentielle ordinaire vectorielle :

$$\frac{dT}{dt} = MT + \Phi \quad (3.1)$$

Le vecteur T représentant l'ensemble des variables d'état, Φ les excitations extérieures et M la matrice des coefficients d'échange thermique qui admet comme spectre et base propre ceux obtenus par l'analyse des relevés expérimentaux. Dans le cas de structures thermiques qui sont caractérisées par des valeurs propres réelles négatives, les expériences simples qui permettent de mettre en évidence les éléments propres sont des échelons d'excitations.

On s'intéresse plus particulièrement à l'étude du modèle de premier ordre à deux variables d'état. Ce dernier est constitué de deux sous systèmes: air ambiant et murs. L'excitation (le radiateur) agit sur le premier sous système. Les équations régissant la température en chaque point sont données par le système (3.2) [26]:

$$\begin{cases} m_1 c_1 \frac{dT_1}{dt} = -k_1(T_1 - T_e) - k_{12}(T_1 - T_2) + \Phi(t) \\ m_2 c_2 \frac{dT_2}{dt} = -k_2(T_2 - T_e) - k_{12}(T_2 - T_1) \end{cases} \quad (3.2)$$

Dans ce sens, on utilise le système (3.2) pour étudier thermiquement et asymptotiquement un mur en pierre homogène et isotrope.

T_e : température ambiante (K).

T_1 et T_2 : températures de l'air et du mur (K).

m_1, m_2 : masses thermiques (kg).

c_1 et c_2 : chaleurs spécifiques ($J\ kg^{-1}K^{-1}$).

k_1 : coefficient d'échange entre l'air intérieur et l'ambiance extérieure ($Wm^{-2}K^{-1}$).

k_2 : coefficient d'échange entre le mur et l'ambiance extérieure ($Wm^{-2}K^{-1}$).

k_{12} : coefficient d'échange équivalent entre le mur et l'air intérieur ($Wm^{-2}K^{-1}$).

Φ : densité du flux thermique du radiateur ou source de chaleur (Wm^{-2}).

Nous avons essayé de décrire le comportement asymptotique et thermique de ce modèle, la résolution des équations dynamiques prouve que le système possède un point d'équilibre $E_q(T_{1eq}, T_{2eq})$ dont :

$$T_{1eq} = \frac{k_{12} k_1 T_{am} + k_{12} \Phi + k_{12} k_2 T_{am} + k_1 k_2 T_{am}}{k_1 k_{12} + k_{12} k_2 + k_1 k_2} \quad (3.3)$$

$$T_{2eq} = \frac{k_{12} k_1 T_{am} + k_{12} \Phi + k_{12} k_2 T_{am} + k_1 k_2 T_{am} + k_2 \Phi}{k_1 k_{12} + k_{12} k_2 + k_1 k_2} \quad (3.4)$$

La linéarisation du système (3.2) donne :

$$\begin{pmatrix} \dot{T}_1 \\ \dot{T}_2 \end{pmatrix} = DF(T_{eq}) \begin{pmatrix} T_1 - T_{1eq} \\ T_2 - T_{2eq} \end{pmatrix} \quad (3.5)$$

où $DF(T_{eq})$ est le jacobien du système :

$$DF(T_{eq}) = \begin{pmatrix} \frac{-k_1 - k_{12}}{m_1 c_1} & \frac{k_{12}}{m_1 c_1} \\ \frac{k_{12}}{m_2 c_2} & \frac{-k_2 - k_{12}}{m_2 c_2} \end{pmatrix} \quad (3.6)$$

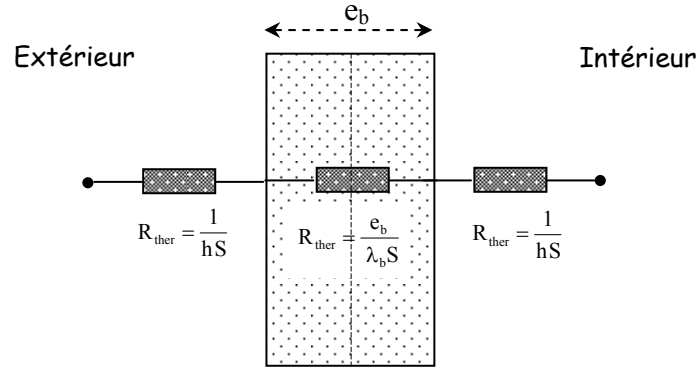


Fig. (3.2) : Schéma représentatif des résistances thermiques.

$$k_1 = \frac{1}{R_1} \quad (3.7)$$

R_1 : résistance thermique équivalente entre l'air intérieur et l'ambiance extérieure (Ω)

$$R_1 = \frac{1}{hS} + \frac{e_b}{\lambda_b S} + \frac{1}{hS} \quad (3.8)$$

h : coefficient d'échange par convection entre l'air (intérieur ou extérieur) et le plan normal au milieu du mur ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$).

$$k_2 = k_{12} = \frac{1}{R_2} \quad (3.9)$$

$$R_2 = \frac{1}{hS} + \frac{e_b}{2\lambda_b S} \quad (3.10)$$

b : l'indice qui identifie la pierre.

λ_b : conductivité thermique de la pierre ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$).

V_{air} : volume de l'air (m^3).

ρ_b : masse volumique de la pierre (kg/m^3).

e_b : épaisseur de la pierre (m).

3.2.1 Système soumis à une densité de flux de chaleur constant. Application numérique

$\lambda_b = 2.8 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$, $e_b = 0.4 \text{ m}$, $S = 10.08 \text{ m}^2$, $h = 0.455 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, $\rho_{\text{air}} = 1.2 \text{ Kgm}^{-3}$
 $C_{\text{air}} = 1008 \text{ J Kg}^{-1}\text{K}^{-1}$, $V_{\text{air}} = 30.24 \text{ m}^3$, $C_b = 881 \text{ J Kg}^{-1}\text{K}^{-1}$, $\rho_b = 1670 \text{ Kgm}^{-3}$.

$$\begin{pmatrix} \dot{T}_1 \\ \dot{T}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1.8216 \cdot 10^{-4} & 1.2144 \cdot 10^{-4} \\ 7.4880 \cdot 10^{-5} & -1.4976 \cdot 10^{-4} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 - 24.75 \\ T_2 - 21.38 \end{pmatrix} \quad (3.11)$$

Les valeurs propres de l'équation caractéristique du polynôme sont :

$$\lambda_1 = -2.6268 \cdot 10^{-4}$$

$$\lambda_2 = -6.9234 \cdot 10^{-5}$$

De ce fait, nous avons prouvé que pour une température ambiante constante et une densité de flux de chaleur fixe, les valeurs propres de la dérivée au sens de Fréchet sont strictement négatives [27-28]. Alors, le système est asymptotiquement stable et fait apparaître le point d'équilibre comme un nœud asymptotiquement stable.

La figure (3.3) représente les lignes intégrales de champ de vecteurs du système (3.11). Elle indique que les solutions convergent rapidement vers le point d'équilibre $E_q(T_{1eq}, T_{2eq})$.

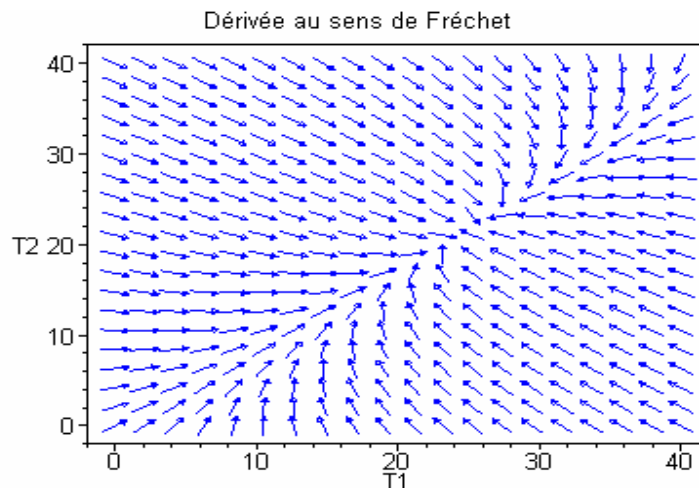


Fig. (3.3) : Champ de vecteurs. (Exemple 1).

L'étude théorique du modèle (3.2) pour un mur en pierre de 40 cm d'épaisseur a abouti aux résultats qui sont représentés dans les figures (3.4) et (3.5) sans et avec isolation pour deux conditions différentes.

Les figures tracées représentent l'évolution de la température de l'air et du mur soumis à un flux de chaleur constant et une température ambiante fixe pendant vingt quatre heures. Elles montrent l'effet de l'isolation sur les températures de l'air.

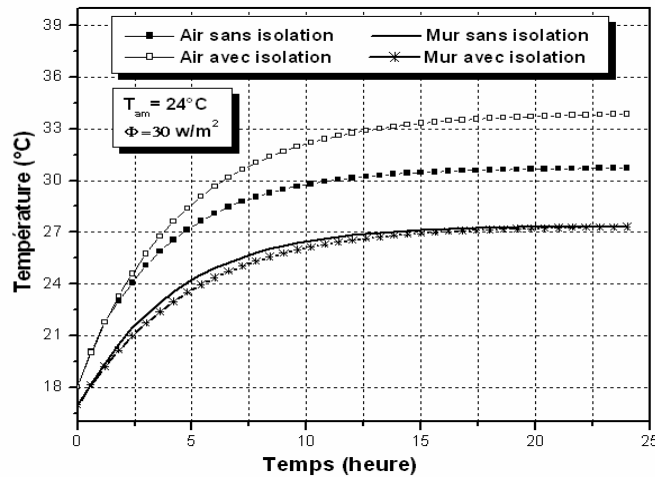


Fig. (3.4) : Températures de l'air et du mur soumis à une excitation de flux de chaleur constant sans et avec isolation. (Exemple 1).

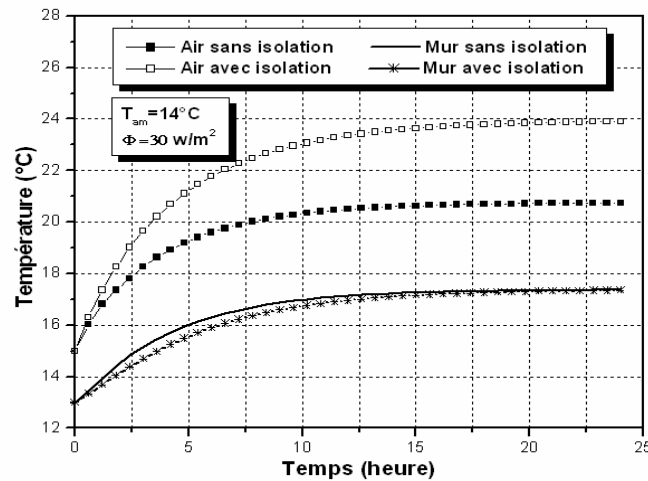


Fig. (3.5) : Températures de l'air et du mur soumis à une excitation de flux de chaleur constant sans et avec isolation. (Exemple 2).

Nous avons introduit une lame d'air de 1 cm et une couche de 6 cm de polystyrène. Cette opération justifie l'ajout de deux résistances thermiques en série avec la couche en pierre. Alors, la résistance équivalente du mur devient :

$$R_{ther eq} = \frac{e_b}{\lambda_b S} + \frac{e_{pol}}{\lambda_{pol} S} + \frac{e_{air}}{\lambda_{air} S} \tag{3.12}$$

λ_{pol} : conductivité thermique du polystyrène ($Wm^{-1}K^{-1}$).

e_{pol} : épaisseur du polystyrène (m).

λ_{air} : conductivité thermique de l'air ($Wm^{-1}K^{-1}$).

e_{air} : épaisseur de la lame d'air (m).

3.2.2 Système soumis à une série de créneaux

On procédera par la suite à étudier le modèle en appliquant une série de créneaux du flux de chaleur. La densité du flux prend deux valeurs de manière alternative (30 et 10 Wm^{-2}).

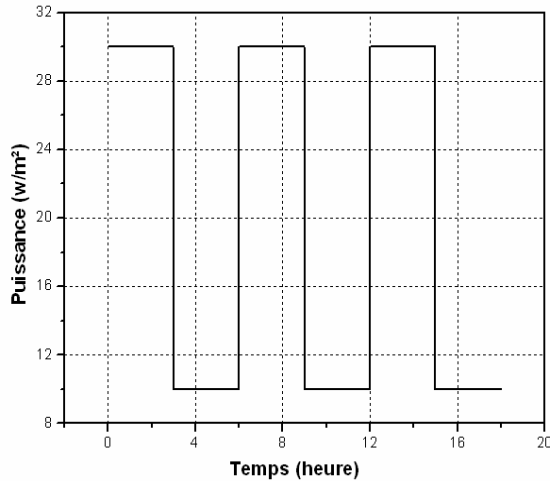


Fig. (3.6) : Allure des créneaux. Densité de flux de chaleur appliquée au modèle.

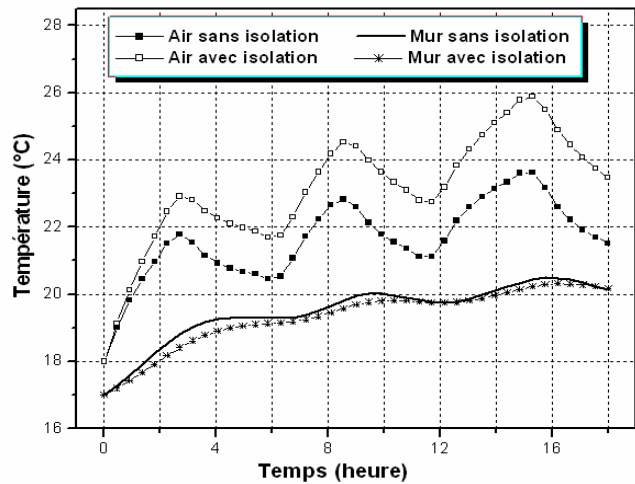


Fig. (3.7) : Réponse de l'air et du mur à une série de créneaux.

La série des créneaux appliqués au modèle est illustrée dans la figure (3.6). Tandis que, les courbes tracées sur la figure (3.7) représentent l'évolution des températures de l'air intérieur et celles du milieu du mur.

Elles révèlent les résultats de la simulation numérique et montrent les réponses théoriques de l'air et du mur soumis aux échelons périodiques de températures. L'impact de l'isolation apparaît au premier lieu sur les températures de l'air puis sur le mur. Le profil des températures présente une croissance considérable et continue due certainement à l'effet du stockage de la chaleur par le mur.

3.2.3 Commentaires

Selon le modèle proposé, les couches isolantes vont piéger le flux de chaleur cédé par le radiateur à l'intérieur de l'enceinte ce qui permet d'augmenter sensiblement la température résultante de l'air. Ces valeurs peuvent dépasser l'ordre de 2 ou 3.5°C suivant la température ambiante associée. Les conditions de stagnation et l'équilibre thermique sont atteints au bout d'un certain temps. Les valeurs de la température ambiante peuvent agir sur la vitesse de la

convergence des températures. L'étude du comportement du système à travers ses équations dynamiques montre qu'il est asymptotiquement stable et fait apparaître le point d'équilibre comme un noeud stable.

L'application d'une série de créneaux au système permet au modèle de prédire les réponses de ce dernier sur une marge de temps plus étendue, l'accroissement régulier des températures du système est clair après quelques heures, et met en évidence la présence du phénomène de stockage par la matière du mur.

En ce qui concerne les relevés des températures du mur pour chaque cas, on constate que l'isolation thermique délivre des profils de températures qui sont inférieures par rapport aux cas d'absence de l'isolation thermique. Ces écarts sont dus sans doute à l'effet de la couche de polystyrène fixée sur la surface du mur qui joue le rôle d'une barrière thermique puisque l'isolant va obstruer le flux de chaleur de pénétrer le mur.

3.3 RESULTATS DE LA SIMULATION NUMERIQUE DU MODELE

CONÇU

Nous procéderons par les figures tracées ci-après à l'étude de l'isolation thermique intérieure dans deux situations climatiques distinctes, l'une chaude et l'autre froide. Cette étude a pour objet de voir les conséquences de l'isolation thermique sur l'évolution des températures de l'air et les surfaces des parois de la pièce isolée durant les périodes d'été et de l'hiver. Nous verrons par la suite l'impact de l'épaisseur du polystyrène sur l'efficacité et le rendement de l'isolation. Les conditions initiales des températures de toutes les surfaces et de l'air ont été choisies à partir des valeurs expérimentales.

3.3.1 Période chaude

La figure (3.8) représente les températures de l'air intérieur de la pièce pour différents cas. La simulation numérique par le programme validé précédemment permet de prévoir le

comportement thermique pour les deux situations: sans et avec isolation thermique. Cette figure montre que l'isolation thermique influe considérablement puisque l'écart moyen de température est d'environ de 2°C.

L'objectif étudie aussi la pertinence des approches corrélatives, en particulier de concepts en terme d'économie d'énergie et de confort. C'est pourquoi, les relevés des températures pour l'air ambiant intérieur montrent que la meilleure façon de s'approcher du confort thermique dans cet exemple, c'est d'isoler toutes les parois intérieures. Les température en absence d'isolation sont comprises entre 36 et 38.5 °C. C'est une température très élevée par rapport à la température désirée (27 °C). Ce qui justifie l'état énergétique des murs de refend et les cloisons de séparation, c'est-à-dire que ces derniers ont emmagasiné suffisamment de chaleur. En d'autres termes, les murs non exposés deviennent à leurs tours des sources principales de la chaleur qui provient des murs exposés au soleil des autres pièces non isolées thermiquement.

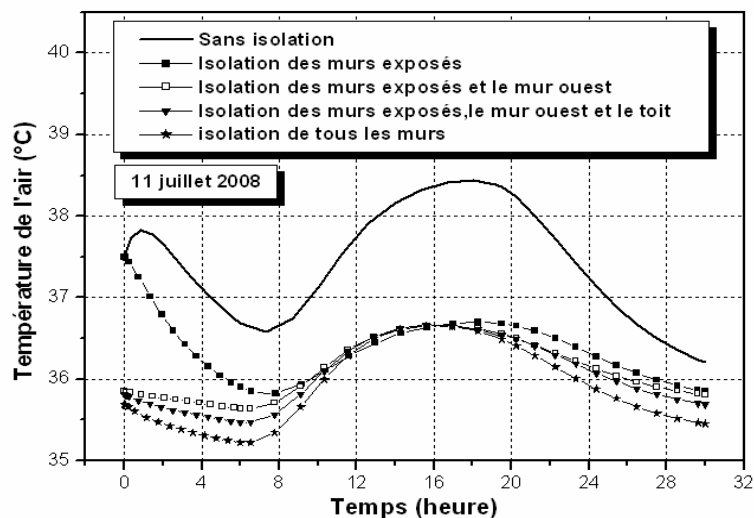


Fig. (3.8) : Température de l'air intérieur.

On remarque à travers toutes les figures que le choix des températures initiales pour chaque cas n'est pas arbitraire. Dans ce contexte, nous avons pris la même valeur initiale pour les deux premiers cas. Ce choix n'empêche pas d'atteindre les mêmes solutions à l'état final car les variations sont acquises uniquement durant les premières heures parce que les conditions aux limites et environnantes sont toujours gardées (Voir la référence [29]). Tandis que pour les autres

cas, nous avons calculé par le programme la valeur finale à l'instant $t = 30$ heures pour l'introduire comme condition initiale pour le cas suivant pour être plus réaliste.

Les courbes tracées dans les figures (3.9) à (3.12) représentent respectivement les températures des murs nord, sud, est et ouest pour le même exemple. Donc, ils permettent de régler la température sur un cycle assez court. Nous allons montrer aussi qu'un mur en pierre, même plus de 40 cm d'épaisseur, n'empêche nullement la chaleur de traverser à l'intérieur d'un habitat. L'inertie thermique de celui-ci peut donc générer l'inconfort. L'isolation thermique devient insuffisante.

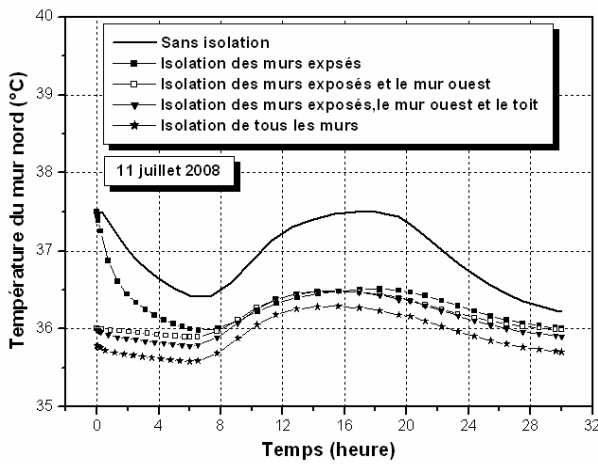


Fig. (3.9) : Température du mur nord.

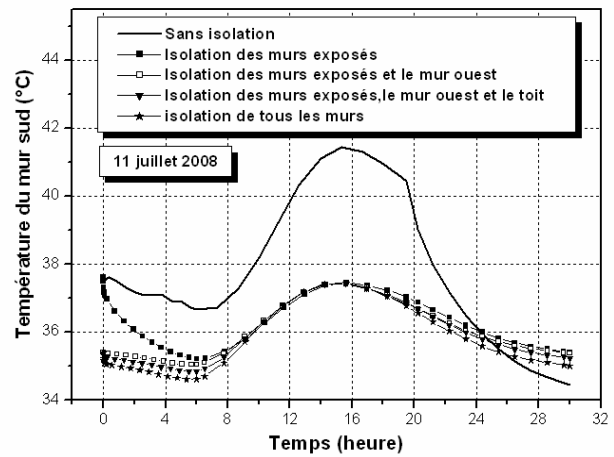


Fig. (3.10) : Température du mur sud.

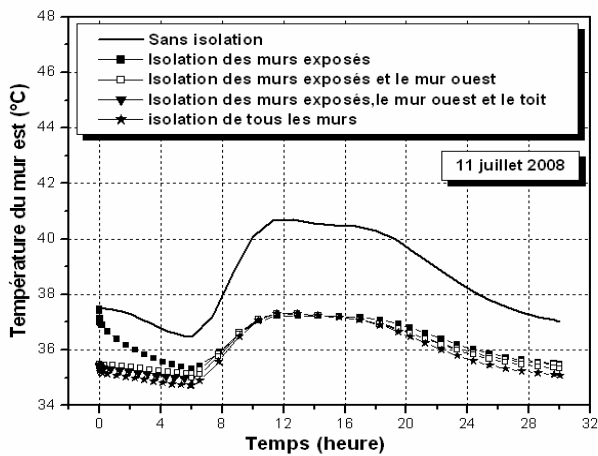


Fig. (3.11) : Température du mur est.

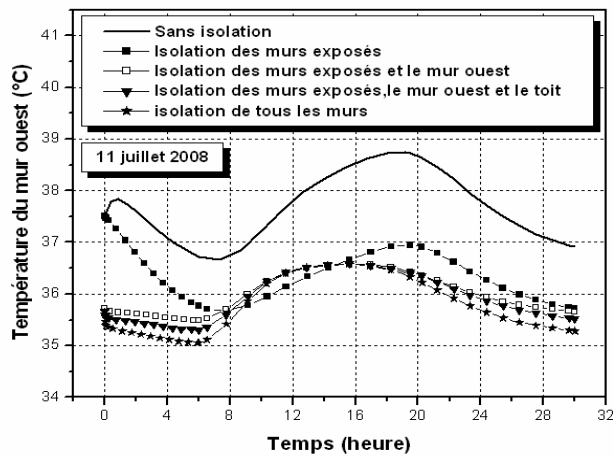


Fig. (3.12) : Température du mur ouest.

La modélisation numérique fournit les valeurs instantanées des températures des surfaces extérieures des murs exposés au soleil. Ces relevés peuvent donner des valeurs plus grandes que ceux obtenues sans isolation thermique. Contrairement, les intervalles qui correspondent à des températures sans isolation et qui sont plus grandes que celles calculées en présence de l'isolation, les surfaces extérieures dans cette situation seront soumises beaucoup plus aux conditions climatiques extérieures puisque les murs sont isolés thermiquement à l'intérieur. (Voir les figures (3.13) et (3.14)).

Ces résultats peuvent être justifiés par le fait que, l'isolant joue le rôle d'une barrière thermique. Le flux de chaleur sera freiné par l'isolation. Elle valorise efficacement les apports du confort thermique. Les résultats théoriques qui évaluent et estiment les températures du sol et du toit sont mentionnés dans les figures (3.15) et (3.16).

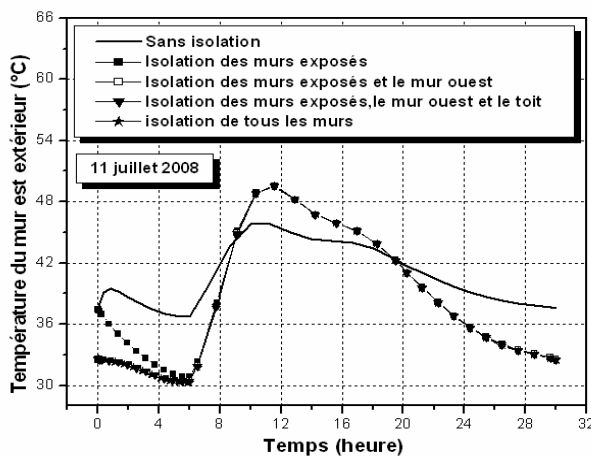


Fig. (3.13) : Température du mur est extérieur.

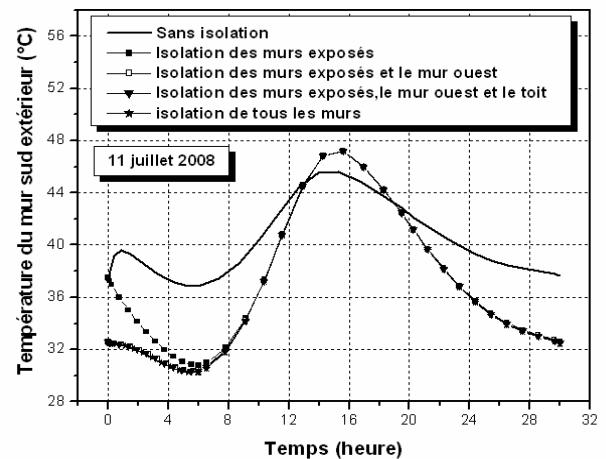


Fig. (3.14) : Température du mur sud extérieur.

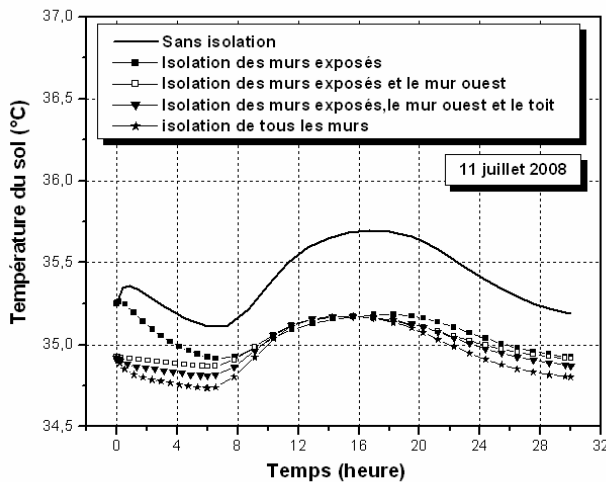


Fig. (3.15) : Température du sol.

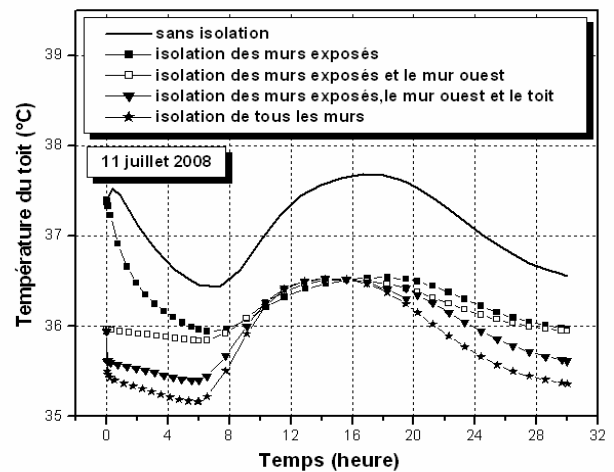


Fig. (3.16) : Température du toit.

3.3.2 Période froide

Le même travail sera effectué dans cette partie mais pour une période froide. De même, la figure (3.17) représente l'évolution de la température de l'air intérieur de la pièce. L'effet de l'isolation thermique se traduit globalement par une différence de 2 °C.

Durant la première semaine de Janvier, les conditions climatiques et météorologiques au cours de ce mois engendrent et procréent des journées froides notamment la nuit et sous l'ombre. Cette situation ne permet pas, même en présence de l'isolation, d'atteindre la température désirée du confort thermique (20 °C).

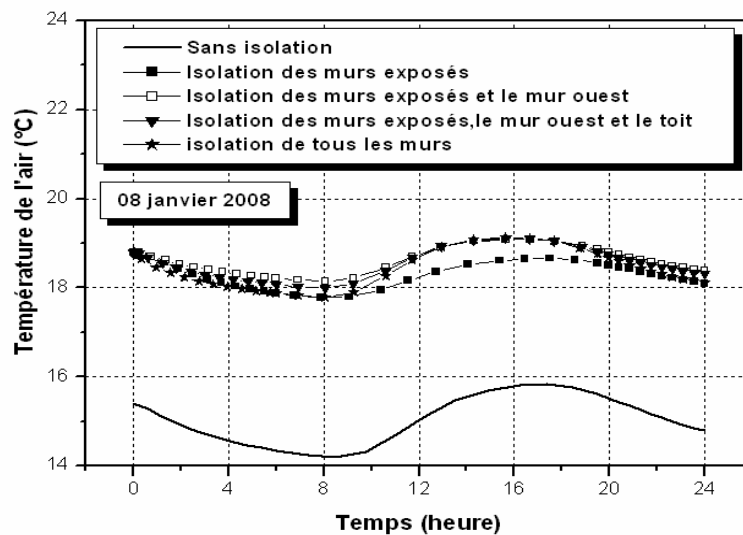


Fig. (3.17) : Température de l'air intérieur.

Durant ce projet, même en été, nous avons remarqué que les deux chambres de la maison solaire admettent et subissent presque les mêmes comportements (températures) thermiques. Notamment sur les surfaces intérieures des murs qui possèdent les mêmes orientations comme par exemple les murs sud, nord et l'air intérieur des deux chambres. Ces importantes prédictions et conclusions présentent le fruit et le bénéfice des longues études expérimentales. Les dynamismes établis de ces taches, comprennent des calculs et des mesures expérimentaux pendant toute l'année. C'est pour cette raison que nous avons pris chaque fois des mesures expérimentales de l'air et de chaque surface pour les imposer et les utiliser comme températures

initiales. Donc, il est tout à fait clair de dire qu'on peut aboutir au confort thermique souhaité que sous certains choix, conditions initiales et conditions environnantes. C'est-à-dire, pour juger la contribution de cette technique, nous serons obligés d'injecter dans le programme de calcul des valeurs réelles qui signifient que l'ambiance intérieure est plus chaude par rapport à l'air extérieur.

D'après les courbes tracées sur les figures (3.19) et (3.20), les différences de température entre les deux cas peuvent dépasser l'ordre de 4 °C pour les parois intérieures des murs exposés au soleil. Ces résultats confirment que l'impact de l'isolation thermique apparaît clairement sur les surfaces exposées au rayonnement solaire. En se basant sur ce principe, c'est légitime de prévoir que l'écart moyen de température de la paroi intérieure du mur nord est inférieur par rapport à celui des températures des murs sud et est si les murs ont déjà emmagasiné de l'énergie. Mais selon la figure (3.18) qui représente les valeurs calculées de la température du mur nord, l'ordre de l'écart n'est pas loin de 4 °C. Ceci implique sans aucun doute, le précieux rôle de l'inertie thermique que possèdent les murs exposés. Nous savons que la durée de la nuit durant l'hiver est d'environ 13 heures, elle est plus importante par rapport à la durée d'insolation. Ces conditions sont favorables pour absorber le froid la nuit. Mais le facteur influant et qui a le plus d'impact est le mur en pierre, car la pierre a une haute capacité calorifique. Donc, elle a un énorme pouvoir d'emmagasiner et de stocker le froid. Cette situation incite les surfaces intérieures à rester toujours froides malgré la présence du soleil.

En effet, la figure (3.21) montre que l'isolation du mur ouest influe considérablement sur sa température. C'est un élément qui agit sur les températures résultantes puisqu'il est commun entre la pièce et la salle de séjour non isolée. Donc, il cède son flux de chaleur à l'air intérieur de la salle de séjour.

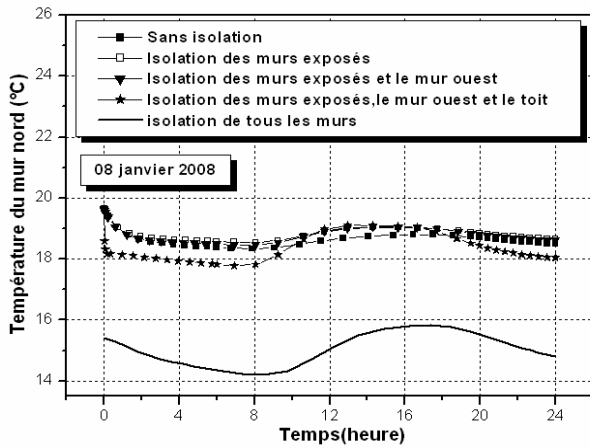


Fig. (3.18) : Température du mur nord.

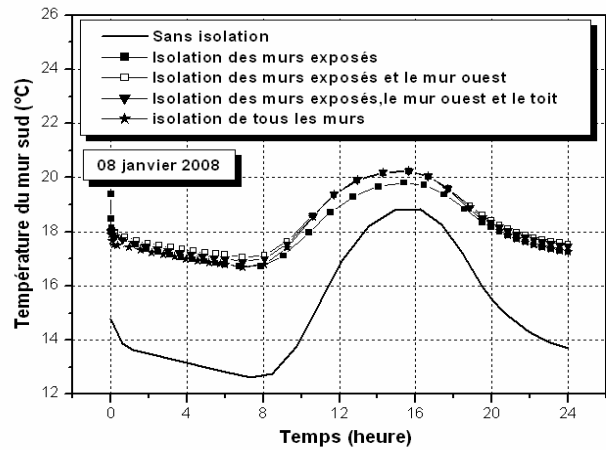


Fig. (3.19) : Température du mur sud.

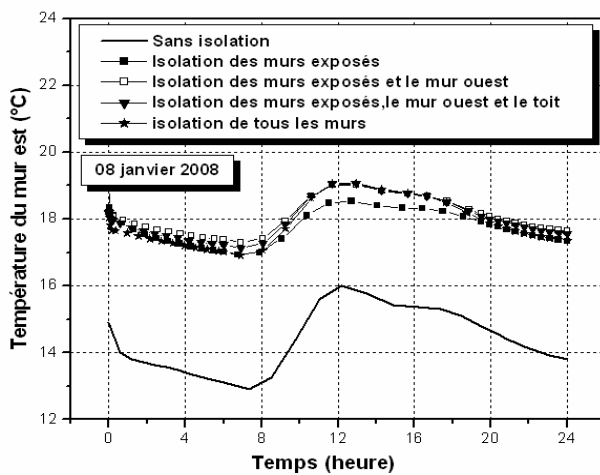


Fig. (3.20) : Température du mur est.

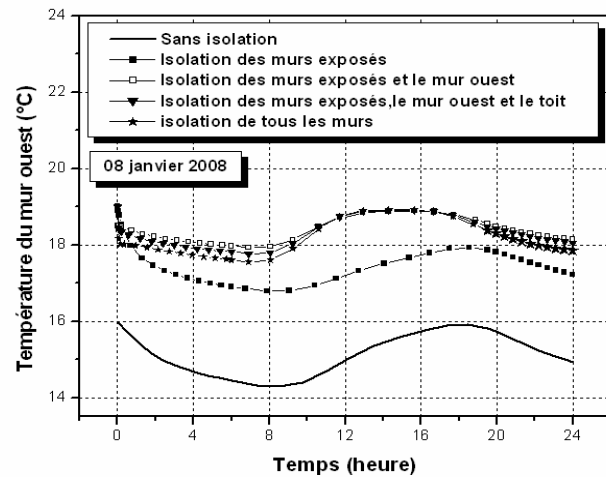


Fig. (3.21) : Température du mur ouest.

Le programme réalisé permet aussi de prédire les températures des surfaces extérieures exposées directement au soleil. La figure (3.22) donne la possibilité de voir le comportement des températures de la paroi extérieure du mur sud. Les résultats de la simulation numérique indiquent que globalement durant l'insolation, les profils des courbes en présence de l'isolation fournissent des valeurs qui sont plus grandes en les comparant avec celles en absence de l'isolation. On peut expliquer cet aspect par l'apport des deux couches isolantes qui vont gêner la chaleur de traverser le mur. Alors, il s'ensuit qu'on remarque complètement le contraire au cours presque de toute la période nocturne. Ces conséquences sont dues au changement de la direction de transfert de la chaleur qui sera dans ce cas de l'intérieur vers l'extérieur. On peut tirer encore de la même figure, l'existence du phénomène de l'inertie thermique que possède la pierre.

En d'autres termes, on peut constater que les écarts absolus des températures entre les deux situations (avec et sans isolation) vont complètement changer de signe à partir de dix heures pour le matin et à partir de vingt et une heures le soir. Cet intervalle ne correspond pas exactement à la durée d'insolation (de 07:51 à 17:51). Par exemple, si on prend la durée comprise entre 17:51 et 21:00, on trouve que les relevés des températures de la paroi extérieure du mur sud isolé restent toujours supérieurs en absence d'isolation. Ceci est du certainement à la masse thermique de la pierre qui a stocké une portion de la chaleur durant l'insolation. Or que le même phénomène se répète pour l'intervalle de 07:51 à 10 00 mais, il s'agit dans ce cas, de la capacité d'absorption du froid que possède le mur. Cependant, on suit le même sens pour expliquer les comportements émergents du mur est extérieur présents sur la figure (3.23). La différence réside dans le fait que le mur est soumis à l'ombre à partir de 12 TSV (l'équivalent d'à peu près 12:55). Finalement, nous avons prouvé par ce nouveau modèle que cette technique influe également sur les températures du toit et du sol (voir les figures (3.24) et (3.25)).

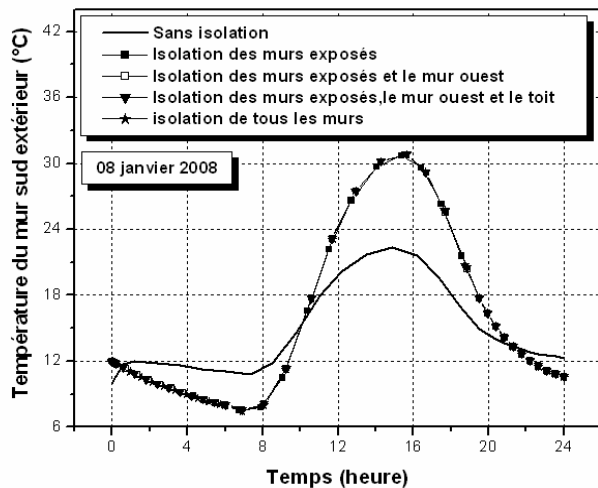


Fig. (3.22) : Température du mur sud extérieur.

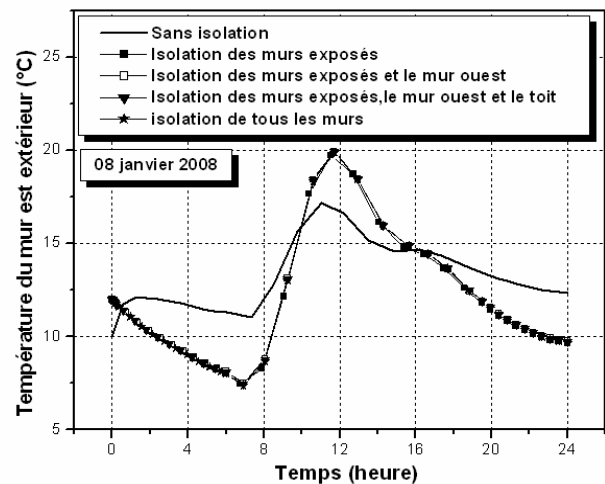


Fig. (3.23) : Température du mur est extérieur.

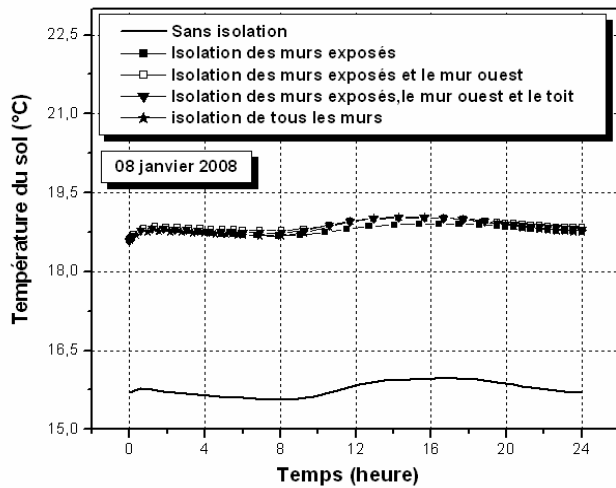


Fig. (3.24) : Température du sol.

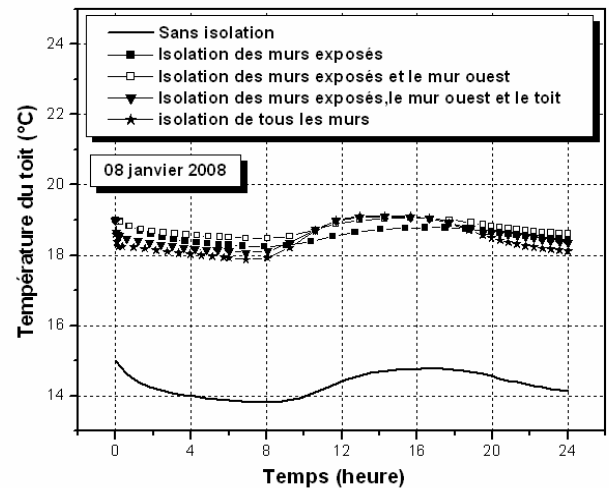


Fig. (3.25) : Température du toit.

3.3.3 Effet de l'épaisseur

Dans cette étude on s'intéresse plus précisément à envisager la température de l'air intérieur puisque cette dernière est un paramètre majeur du confort thermique. A ce propos, les figures (3.26) et (3.27) représentent les solutions des températures calculées du système des bilans énergétiques sous l'influence de deux différentes conditions climatiques. En variant chaque fois la valeur de l'épaisseur du polystyrène, on peut déduire l'influence de l'épaisseur sur l'évolution des températures. Les figures données ci-dessous montrent que l'épaisseur de l'isolant thermique agit et influe fortement sur l'efficacité de l'isolation et par conséquent sur la température intérieure des chambres.

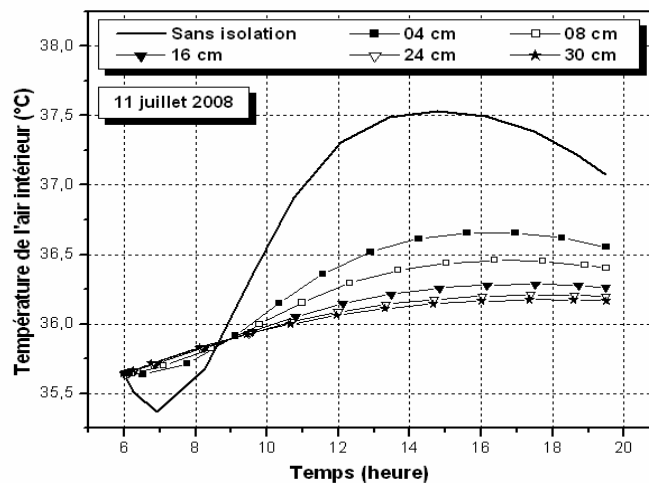


Fig. (3.26) : Influence de l'épaisseur sur la température de l'air intérieur de la pièce – période chaude.

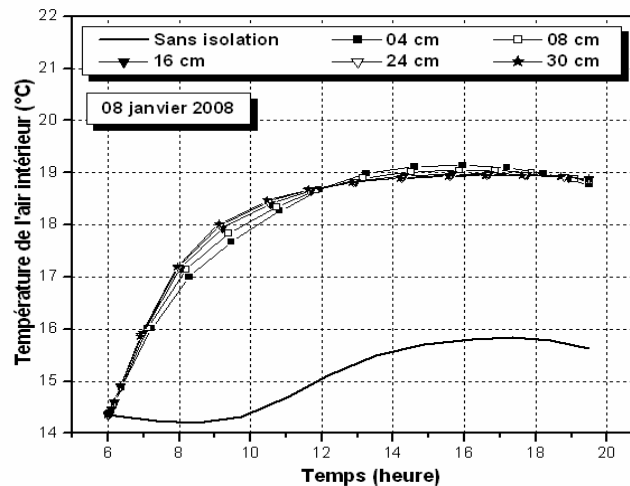


Fig. (3.27) : Influence de l'épaisseur sur la température de l'air intérieur de la pièce - période froide.

3.4 CONCLUSION

En s'intéressant essentiellement à la détermination et l'évaluation de la température intérieure de la chambre considérée, nous arrivons donc à déduire qu'il serait plus convenable d'isoler uniquement les murs exposés au soleil. C'est tout à fait logique puisque ces derniers représentent les sources principales de la chaleur. Dans le cas où toutes les surfaces seront isolées thermiquement, le flux de chaleur qui traverse les surfaces isolées va être piégé à l'intérieur de la pièce. Ces conditions provoquent une augmentation de la température intérieure de la chambre. Par conséquent, nous avons donc jugé indispensable de dire que: la meilleure façon d'isoler c'est d'isoler uniquement les murs exposés.

La modélisation numérique fournit les relevés de températures des surfaces extérieures des murs exposés au soleil. Ces derniers donnent parfois des valeurs plus grandes que ceux obtenues sans isolation thermique. Ces résultats peuvent être justifiés par le fait que, l'isolant joue le rôle d'une barrière thermique. D'autre part, les pertes sont freinées par l'isolation. Elle valorise donc efficacement les apports du confort thermique.

A travers cette étude, nous avons modélisé les conséquences que peuvent avoir l'épaisseur de la couche isolante sur les variations du profil des températures de l'ambiance intérieure et cela pour les deux périodes de l'été et l'hiver.

Le traitement de l'effet de l'isolation thermique par un modèle dynamique basé sur l'analyse spectrale nous a permis de confirmer les principes de notre modèle sur l'étude du comportement thermique de l'air et d'un mur en interaction avec l'ambiance intérieure.

A la lumière de cette étude, nous voulons montrer aussi qu'une bonne utilisation de la méthode de la dérivée au sens de Frechet peut permettre la description qualitative du comportement thermique du système. Cette technique peut être utilisée comme un outil numérique puissant pour l'analyse paramétrique de la stabilité de certains phénomènes physiques.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Les énergies renouvelables regroupent un grand nombre de systèmes différents selon la ressource valorisée et la forme d'énergie obtenue. Ces dernières années, les évolutions observées concernent aussi bien l'amélioration des rendements de transformation et la diminution du prix de revient de l'énergie utile produite que la qualité du service énergétique et un confort accru à l'exploitation. Du côté de la ressource, le potentiel des énergies renouvelables pourrait dépasser largement nos besoins, mais leur contribution dans le bilan énergétique dépend des surfaces mises à disposition, des investissements pour leur équipement et de la réduction de nos consommations. L'une de ces énergies, la plus importante et la plus abondante au niveau planétaire, est l'énergie solaire qui prend une partie majeure dans son domaine par l'amplitude de son emploi dans des systèmes divers tels que le chauffage solaire, le photovoltaïque, le séchage...etc.

L'architecture bioclimatique est une discipline de l'architecture qui recherche un équilibre entre la conception et la construction de l'habitat, son milieu (climat, environnement, ...) et les modes et rythmes de vie des habitants. Elle réduit les besoins vitaux, elle permet d'éviter les chocs thermiques et de maintenir des températures constantes et agréables pour établir le confort thermique. Cette discipline est notamment utilisée pour la construction d'un bâtiment haute qualité environnementale (HQE) ou mieux encore Très Haute Performance Énergétique (THPE). Dans un pays tempéré, une maison bioclimatique peut arriver à fournir plus des trois quarts de ses besoins de chauffage uniquement grâce au soleil. C'est ce qu'on appelle l'habitat solaire passif, utilisant l'architecture des bâtiments - orientation, murs, toits et fenêtres - pour capter les rayons du soleil. Une démarche bioclimatique se développe sur trois axes: capter la chaleur, la transformer/diffuser et la conserver. Trouver un équilibre entre ces trois exigences, sans en négliger aucune, c'est suivre une démarche bioclimatique cohérente. Dans les régions chaudes

(comme le cas envisagé ici), un quatrième axe fondamental doit être pris en compte: se protéger de la chaleur et l'évacuer. Cet axe, a priori contradictoire avec les précédents, est la base d'une conception bioclimatique bien comprise.

La partie expérimentale effectuée dans ce travail nous a permis d'acquérir des connaissances de valeur sur les techniques et les instruments de mesure, que ce soit pour l'estimation du gisement solaire dans le site ou pour l'acquisition des températures des pièces.

Le modèle mathématique élaboré au deuxième chapitre a prouvé son efficacité à travers le rapprochement avec les résultats expérimentaux, et a permis d'une manière acceptable de reproduire les processus de transfert entre les différentes parties du système étudié (air intérieur et parois). La fonction de ces modèles est de calculer les différentes températures délivrées sous l'effet des conditions climatiques et environnantes disponibles. Cette étape qui n'était pas un choix mais une condition pour continuer notre travail, nous a incité à entamer une étude théorique plus avancée.

Le troisième chapitre répond à quelques questions concernant l'impact de l'isolation thermique sur la minimisation des consommations de refroidissement et de chauffage et l'effet de quelques paramètres qualitatifs. L'objectif était de prévoir les réponses du système et plus particulièrement celle de l'air intérieur des deux pièces pour différentes formes de l'isolation thermique. Pour ce faire, nous avons sélectionné deux journées de saison différente (l'été et l'hiver). De ce fait, nous avons tiré quelques règles et critères qui sont très captivantes pour acquérir une isolation parfaite et admirable. Le traitement de l'effet de l'isolation thermique par un modèle dynamique basé sur l'analyse spectrale a affirmé les principes de notre modèle sur l'étude du comportement thermique de l'air et d'un mur en interaction avec l'ambiance intérieure. La comparaison a permis de découvrir que les résultats du modèle étaient dans l'ensemble satisfaisants. Bien que notre modèle permet de simuler le système pour une marge de temps plus

étendue et pour des paramètres variables tels la source de chaleur qui est le rayonnement solaire incident sur les surfaces externes et la température ambiante qui change au cours de la journée, la vitesse du vent, donc le modèle permet de prendre en considération les données climatiques propre au site.

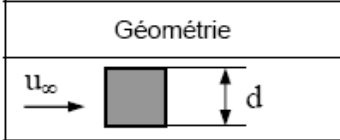
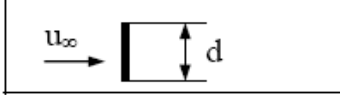
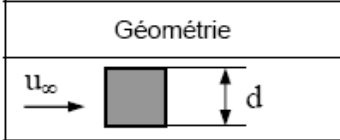
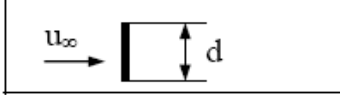
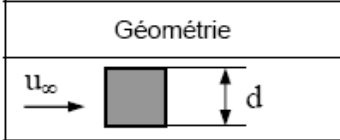
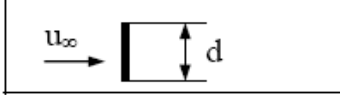
En résumé, nous arrivons donc à dire que:

- L'isolant joue le rôle d'un obstacle thermique empêchant ainsi la propagation du flux de chaleur vers l'intérieur de la pièce pendant la période de l'été et vers l'extérieur pendant la période d'hiver.
- D'après ces études et résultats obtenus, on peut déduire qu'il est suffisant d'isoler uniquement les murs exposés pour avoir de meilleurs résultats au lieu d'isoler toutes les surfaces. C'est un avantage pour un habitat, ce qui agit et répond fortement aux exigences économiques, elle permet non seulement d'épargner les ressources de chauffage ou de refroidissement mais d'épargner aussi la matière isolante.
- Un mur en pierre, même plus de 40 cm d'épaisseur, n'empêche nullement la chaleur de s'échapper vers l'extérieur ou vers l'intérieure. C'est pour cette raison que l'inertie thermique de la pierre et des matériaux de construction lourds demeure un point très important à étudier pour découvrir ses conséquences sur l'isolation thermique intérieure, et cela dans le but d'améliorer les performances thermiques des bâtiments.

Nous espérons dans un prochain avenir développer le présent travail par une étude plus avancée, et cela par un modèle mathématique plus performant pour tout un habitat et non pas une pièce, et qui pourra non seulement prévoir les réponses du système globalement mais qui pourra engendrer aussi des résultats concernant les matières de construction, l'orientation de l'habitat et l'influence de quelques paramètres comme l'humidité, la chaleur latente, la stratification de l'air.....etc.

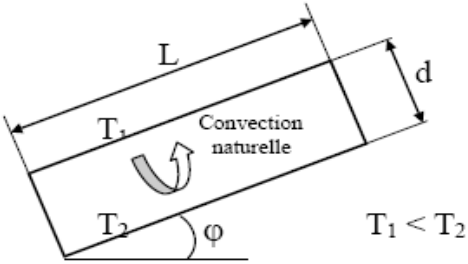
ANNEXE A

Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection forcée

Géométrie	Corrélation																		
Écoulement sur un plan	<p>$Nu(x)$: Nu à la distance x du bord du plan \overline{Nu}_L : Nu moyen sur la longueur L du plan</p> <p><u>Écoulement turbulent</u> :</p> $Nu(x) = 0,0288 Re(x)^{0,8} Pr^{1/3}$ $\overline{Nu}_L = 0,035 Re_L^{0,8} Pr^{1/3}$ <p style="text-align: right;">$Re > 5 \cdot 10^5$ et $Pr \geq 0,5$</p> <p><u>Écoulement laminaire</u> :</p> $Nu(x) = 0,324 Re(x)^{0,5} Pr^{1/3}$ $\overline{Nu}_L = 0,628 Re_L^{0,5} Pr^{1/3}$ <p style="text-align: right;">$Re < 5 \cdot 10^5$ et $10 \geq Pr \geq 0,5$</p>																		
Écoulement dans un tube	<p><u>Écoulement turbulent</u> : $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$</p> <p>$n = 0,3$ si $\theta_{\text{fluide}} > \theta_{\text{paroi}}$ $n = 0,4$ si $\theta_{\text{fluide}} < \theta_{\text{paroi}}$</p> <p style="text-align: right;">$Re > 5000$ et $0,6 < Pr < 100$</p> <p>Re calculé pour $D_H = 4S / P$ où : S = section de passage du fluide P = périmètre de contact fluide/paroi</p> <p><u>Écoulement laminaire</u> : $Nu = 1,86 (Re Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$</p> <p>Valable pour $Re Pr \frac{D}{L} \geq 10$, μ_p calculé à θ_p</p>																		
Écoulement perpendiculaire à un cylindre circulaire	<p>$Nu = C Re^n Pr^{1/3}$, vitesse u_∞ calculée en amont du tube</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>Re</th> <th>C</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,4 – 4</td> <td>0,989</td> <td>0,330</td> </tr> <tr> <td>4 – 40</td> <td>0,911</td> <td>0,385</td> </tr> <tr> <td>40 – 4000</td> <td>0,683</td> <td>0,466</td> </tr> <tr> <td>4000 – 40000</td> <td>0,193</td> <td>0,618</td> </tr> <tr> <td>40000 - 250000</td> <td>0,0266</td> <td>0,805</td> </tr> </tbody> </table>	Re	C	n	0,4 – 4	0,989	0,330	4 – 40	0,911	0,385	40 – 4000	0,683	0,466	4000 – 40000	0,193	0,618	40000 - 250000	0,0266	0,805
Re	C	n																	
0,4 – 4	0,989	0,330																	
4 – 40	0,911	0,385																	
40 – 4000	0,683	0,466																	
4000 – 40000	0,193	0,618																	
40000 - 250000	0,0266	0,805																	
Écoulement perpendiculaire à un cylindre non circulaire	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>Géométrie</th> <th>Re</th> <th>C</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td>$5 \cdot 10^3 - 10^5$</td> <td>0,102</td> <td>0,675</td> </tr> <tr> <td></td> <td>$4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$</td> <td>0,228</td> <td>0,731</td> </tr> </tbody> </table>	Géométrie	Re	C	n		$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0,102	0,675		$4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$	0,228	0,731						
Géométrie	Re	C	n																
	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0,102	0,675																
	$4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$	0,228	0,731																

ANNEXE B

Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection naturelle

<i>Corrélations valables pour tous fluides : $Nu = C (Gr Pr)^m$</i>			
Géométrie	Gr Pr	C	m
Plaques et cylindres verticaux	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$	0,59 0,021	1/4 2/5
Cylindres horizontaux	$10^{-10} - 10^{-2}$ $10^{-2} - 10^2$ $10^2 - 10^4$ $10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{12}$	0,675 1,02 0,850 0,480 0,125	0,058 0,148 0,188 0,25 0,33
Face supérieure d'une plaque chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$2 \cdot 10^4 - 8 \cdot 10^6$ $8 \cdot 10^6 - 10^{11}$	0,54 0,15	0,25 0,33
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$10^5 - 10^{11}$	0,27	0,25
Cellule fermée rectangulaire inclinée 	$Nu = 1 + 1,44 \left(1 - \frac{1708}{Gr Pr \cos \varphi} \right) \left[1 - \frac{1708 (\sin(1,8 \varphi))^{1,6}}{Gr Pr \cos \varphi} \right] +$ $\left[\left(\frac{Gr Pr \cos \varphi}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad \text{si } 0 < \varphi < \varphi^*$ $Nu = (\sin \varphi)^{1/4} Nu(90^\circ) \quad \text{si } \varphi^* < \varphi < 90^\circ$ $Nu = 1 + [Nu(90^\circ) - 1] \sin \varphi \quad \text{si } 90^\circ < \varphi < 180^\circ$ <p style="text-align: center;">Avec $\varphi^* = \tan^{-1}(4800 Pr)$</p>		
<i>Relations simplifiées pour de l'air à pression atmosphérique</i>			
Géométrie	Laminaire $10^4 < Gr Pr < 10^9$	Turbulent $Gr Pr > 10^9$	
Plaque ou cylindre vertical	$h = 1,42 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,31 (\Delta\theta)^{1/3}$	
Cylindre horizontal	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta\theta}{D} \right)^{1/4}$	$h = 1,24 (\Delta\theta)^{1/3}$	
Face supérieure d'une plaque horizontale chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,52 (\Delta\theta)^{1/3}$	
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$h = 0,59 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 0,59 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	

BIBLIOGRAPHIE

- [1] A. Felix , M. Farret. G. Simoes, « Integration of Alternative Sources of Energy ».A Wiley-Interscience publication.2006
- [2] Terry Galloway, « Solar House: A Guide for the Solar Designer » Architectural Press. Elsevier 2004
- [3] Stan Gibilisco, « Alternative Energy » by The McGraw-Hill Companies. 2007
- [4] Jean Demartini, « La Thermique : Chaleur & Température ». IUT de Nice Département Génie Electrique & Informatique Industrielle.14 septembre 2003.
- [5] J.L.Barras « Cours de Physique ». Collège du Sud, Bulle. Avril 2001.
- [6] C.Long & N.Sayma « Heat Transfer ». Chris Long, Naser Sayma & Ventus Publishing APS ISBN 978-87-7681-432-8. 2009.
- [7] Adrian Bejan et Allan D. Kraus « Heat Transfer Handbook » Department of Mechanical Engineering. Duke University . Durham, North Carolina. Publié par John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey.2003
- [8] Dimos Poulikakos « Advances in Heat Transfer » Academic Press, Inc. A Division of Harcourt Brace & Company.San Diego, California 1996.
- [9] J.F. Sacadura, « Initiation aux Transferts Thermiques ». Technique et documentation, Paris 1978. Chapitre 4. Transfert de chaleur par convection.
- [10] J.A. Duffie and W.A. Beckman, « Solar Energy Thermal Processes ». Second Edition. Wiley Interscience, New York, 1974.
- [11] Y. Jannot, « Transferts Thermiques ». Chapitre : Transfert de Chaleur par Rayonnement Octobre 2003.
- [12] F. P. Incropera, D. P De Witt, « Fundamentals of Heat and Mass Transfer »;Wiley (4th ed.), 1996.
- [13] Y. Jannot, « Thermique Solaire », Cours et Exercices. Chapitre: l'Energie Solaire. Octobre 2003.
- [14] J. Huetz, J. P Petit, « Notions de Transfert Thermique par Convection »; Techniques de L'ingénieur, A1540, 1998.

- [15] P.ineichen, « Quatre Années de Mesures d'Ensoleillement à Genève 1978-1982 ». Série de Publications du CUEPE. Université de Genève. Mai 1983.
- [16] A. Mefti et al, « Analyse Critique du Modèle de l'Atlas Solaire de l'Algérie ». Revue des Energies Renouvelables. Vol. 2 69 - 85.1999.
- [17] M. Capderou, « Atlas Solaire de l'Algérie ». Tome1, vol1 et 2 : Modèles Théoriques et Expérimentaux, Office des Publications Universitaires, Algérie, 1987.
- [18] P.ineichen, « Comparison and Validation of Three Global-to-beam Irradiance Models Against Ground Measurements » Solar Energy, Juillet 2007.
- [19] C.P. Underwood & F.W.H. Yik «Modelling Methods for Energy in Buildings ». Blackwell Science, ISBN 0-632-05936-2. 2004.
- [20] P Achard, R Gicquel, « European Passive Solar Handbook - Basic Principles and Concepts for Passive Solar Architecture ». Commission of the European Communities, 1986.
- [21] J. D. Balcomb, R. W. Jones, C. E. Kosiewicz, G. S. Lazarus, R. D. Mc Farland, W. O Wray, « Passive Solar Design Handbook », Volume 3, American Solar Energy Society, 1982.
- [22] J.M. Chasseriaux: « Convection Thermique et Rayonnement Solaire », E.d. Dunod 1984.
- [23] A. Mokhtari « Architecture et Confort Thermique dans les Zones Arides, Application au Cas de la Ville de Bécharr » Revue des Energies Renouvelables Vol.11 N°2 .2008.
- [24] SMA Bekkouche « Modélisation du Comportement Thermique de Quelques Dispositifs Solaires » Thèse de doctorat. Université d'Abou bakr Belkaid. Tlemcen .soutenue en 2009.
- [25] S.M.A. Bekkouche , T. Benouaz et A. Cheknane, « Influence de l'Etat Energétique des Murs sur l'Isolation Thermique Intérieure d'un habitat Situé dans la région de Ghardaïa ». Premier Workshop International sur les Energies Renouvelables et leurs Applications. Laghouat, 10 au 12 Mai 2008.
- [26] P. Bisgambiglia , C.Riolacci , P.Orenga , J-H.Balbi « Modélisation Dynamique en Thermique du Batiment » Revue Générale de Thermique.36, 59-64.Elsevier, Paris.1997.

- [27] T. Benouaz and O. Arino, « Determination of the Stability of a Nonlinear Ordinary Differential Equation by Least Square Approximation. Computational Procedure », Appl . Math. and Comp sci., N° 1, Vol. 5, pp 33-48.1995.
- [28] S.M.A.Bekkouche, M.F.Bendahmane, T.Benouaz. . « Analyse Paramétrique de la Stabilité à l'Origine d'un Modèle Ratio-Dépendant par la Dérivée Optimale ». Première Conférence Internationale sur les Modèles et Méthodes Mathématiques et Informatiques en Dynamique de Population. 10 – 12 mai 2003
- [29] S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz, « Etude Thermique d'un Habitat Pour l'Adaptation au Climat Local.Effet de l'Isolation Thermique ». Revue Internationale d'Héliotechnique Energie Environnement N°36B 8-13. 2007.

ملخص :

يهدف هذا العمل إلى تقديم دراسة حول نمذجة العزل الحراري الداخلي لفضاء عمراني عنصري (غرفة). لقد تم تطوير النموذج بواسطة برنامج MATLAB من أجل تقييم ردود درجات الحرارة في مختلف أجزاء النظام بمحاكاة تأثير الوسط الخارجي.

إن النماذج المقترحة تأخذ بعين الاعتبار التدفقات التي تلحق بالنظام مثل الإشعاع الشمسي و درجة الحرارة المحيطة من جهة، و التحولات الحرارية السائدة وسط الغرفة من جهة أخرى. إن نتائج المحاكاة المتحصل عليها أثناء تصميم النموذج قد تم مقارنتها بالقيم المتحصل عليها تجريبيا حتى تتم المصادقة على النموذج من أجل وضع نهج أولي للتنبؤ بالسلوك الحراري.

لقد حاولنا في وقت لاحق معالجة حالات عزل الجدران أثناء فترتين مختلفتين (صيف و شتاء) , لقد كان الهدف هو دراسة التأثير على درجة حرارة الجدران الداخلية و الخارجية و بالخصوص الهواء الداخلي للغرفة من أجل تحقيق ادخارات في الإحتياجات الطاقوية و ذلك مع الأخذ بعين الإعتبار حدود درجة الحرارة الملائمة.

الكلمات المفتاحية : درجة الحرارة – العزل الحراري الداخلي – الراحة الحرارية - نموذج رياضي - محاكاة عددية

Résumé : Cette étude présente des travaux portant sur la modélisation de l'isolation thermique intérieure d'un espace urbain élémentaire (une pièce). Un modèle développé sous le code de calcul « MATLAB » a été mis en œuvre afin d'évaluer aussi finement que possible les réponses en température des différentes parties du système vis-à-vis des sollicitations du milieu climatique extérieur. Les modèles proposés permettent de prendre en compte d'une part les flux sollicitant le système tels que rayonnement solaire et température ambiante, d'autre part l'ensemble des transferts de chaleur inhérents au milieu de la pièce. Les résultats de la simulation obtenus lors de la conception du modèle ont été confrontés avec des valeurs expérimentales permettant la validation du modèle et une première approche de la prédiction du comportement thermique. Nous avons essayé par la suite de traiter les divers cas de l'isolation des murs durant deux journées différentes (l'été et l'hiver). L'objectif est de voir l'impact sur les températures des parois internes et externes et plus particulièrement l'air intérieur de la pièce afin de réaliser des économies sur les besoins énergétiques en respectant les marges du confort thermique.

Mots clés : Température - Isolation thermique intérieure - Confort thermique
Modèle mathématique - simulation numérique

Abstract : This work aims to present a study of an internal thermal insulation modeling of an elementary space living (room). An elaborated simulation program written in Matlab Code allowed the determination of temperatures response of different parts of the system subjected to outdoor climatic conditions to be made. These proposed models take into account both fluxes inflicted to the system such as solar irradiations and ambient temperature and the room inherent heat transfer process. Indeed the confrontation of the obtained simulation results with those found using experimental method allowed validation of the proposed model and hence establishing a first approach to predict thermal behavior. Subsequently, divers cases of walls thermal insulation during summer and winter are undertaken while restricting the study only for two typical days. The main objective of this part of study is to implore the effect of temperature on wall surfaces and particularly room internal air temperature determination in order to fulfill the requirement of thermal comfort while not undermining the economic aspect.

Keywords: Temperature - Interior thermal insulation - Thermal Comfort
Mathematical model - Numerical simulation