

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

MEMOIRE

PRESENTE AU

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE, FACULTE DES SCIENCES DE
L'INGENIEUR DE L'UNIVERSITE DE BLIDA

PAR : KHALED IMESSAD

POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE

MAGISTER

EN GENIE MECANIQUE

OPTION : CONSTRUCTION

PREPARE AU CENTRE DE DEVELOPPEMENT DES ENERGIES RENOUVELABLES

THEME

REGULATION THERMIQUE DANS UN
BATIMENT AU MOYEN D'UN APPORT
THERMIQUE SOLAIRE

Soutenu le 28 avril 2002 Devant le jury composé de :

M. Y.BENKHEDDA

Dr M.BELHAMEL

Pr. N.AIT MESSAOUDENE

Pr. M.MIRI

Dr. B.BOUMEDDANE

Maître de conférences

Directeur de Recherche, CDER

Professeur, Université de Blida

Professeur, USTHB

Chargé de Cours

Président

Rapporteur

Rapporteur

Examinateur

Examinateur

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
 REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
 RECHERCHE SCIENTIFIQUE

MEMOIRE

PRESENTE AU

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE, FACULTE DES SCIENCES DE
 L'INGENIEUR DE L'UNIVERSITE DE BLIDA

PAR : KHALED IMESSAD

POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE

MAGISTER

EN GENIE MECANIQUE

OPTION : CONSTRUCTION

PREPARE AU CENTRE DE DEVELOPPEMENT DES ENERGIES RENOUVELABLES

THEME

**REGULATION THERMIQUE DANS UN
 BATIMENT AU MOYEN D'UN APPORT
 THERMIQUE SOLAIRE**

Soutenu le 28 avril 2002 Devant le jury composé de :

M. Y.BENKHEDDA

Maître de conférences

Président

Dr M.BELHAMEL

Directeur de Recherche, CDER

Rapporteur

Pr. N.AIT MESSAOUDENE

Professeur, Université de Blida

Rapporteur

Pr. M.MIRI

Professeur, USTHB

Examineur

Dr. B.BOUMEDDANE

Chargé de Cours

Examineur



DEDICACES

Je dédie cet ouvrage à :

Mes parents

Mes frères et sœurs

Mes amis(es)

Et à ma chère Bouchra

AVANT-PROPOS

Ce travail a été mené au Centre de Développement des Energies Renouvelables.

Je tiens à remercier M. Belhamel, mon directeur de recherche, pour son soutien et son suivi tout au long de cette étude.

Je remercie également mon co-directeur de recherche, Monsieur N. Ait Messaoudene, Professeur au département de Génie Mécanique, faculté des Sciences de l'Ingénieur de l'Université de Blida pour son assistance et ses précieux conseils.

J'adresse mes vifs remerciements à Monsieur Y. BENKHEDDA, Maître de Conférence au département de Génie Mécanique, faculté des Sciences de l'Ingénieur de l'Université de Blida, pour l'honneur qu'il me fait de présider le jury.

J'adresse également mes plus vifs remerciements à Monsieur M. MIRI, Professeur à l'USTHB, qui a consacré une partie de son temps à l'examen de cette thèse.

Que Monsieur B. Boumeddane, Chargé de Cours au département de Génie Mécanique, faculté des Sciences de l'Ingénieur de Blida, trouve ici l'expression de mes sincères remerciements pour l'honneur qu'il me fait en faisant partie du jury.

Je tiens aussi à exprimer ma reconnaissance à Messieurs : A. Hamid, D. Semmar, M. Koussa et F. Boukadoum pour leurs encouragements et leur aide.

Enfin, je réserve une place dans cette page pour remercier tous ceux et celles, qui par leur aide et leur présence, m'ont apporté un réel soutien.

SOMMAIRE

NOMENCLATURE

CHAPITRE 1- INTRODUCTION

1.1- Généralités	1
1.2- Objectifs du présent travail	3

CHAPITRE 2- CHOIX DU SYSTEME DE CHAUFFAGE SOLAIRE

2.1- Introduction	5
2.2- Les systèmes à gain direct	5
2.3- Les systèmes à gain indirect	5
2.3.1- Les serres	6
2.3.2- Le mur Trombe	7
2.4 - Système adopté	12

CHAPITRE 3- MODELISATION MATHEMATIQUE

3.1- Description du système adopté	13
3.2- Méthode de modélisation adoptée	13
3.2.1- Les hypothèses adoptées	14
3.3- Bilan thermique	17
3.3.1- 1 ^{er} vitrage	17
3.3.2- 2 ^{ème} vitrage	18
3.3.3- Absorbeur	19
3.3.4- Cheminée solaire	19
3.3.5- Surface intérieure du plafond	21
3.3.6- Température de l'air à l'intérieur des tubes	22
3.3.7- Local	24
3.4- Récapitulatif du modèle mathématique	28

CHAPITRE 4- VALIDATION DU MODELE

4.1- Introduction	31
4.2- Expérimentation de Palerme	31
4-3- Confrontation des résultats expérimentaux et théoriques	34
4.3.1- Température de sortie de l'air chaud	34
4.3.2- Vitesse de sortie de l'air chaud	34
4.3.3- Température intérieure du local	35
4.3.4- Température du plafond	35

CHAPITRE 5- EXPLOITATION ET DISCUSSION DES RESULTATS POUR LE CAS ALGERIEN

5.1- Introduction	38
5.2- Présentation du parc immobilier	38
5.3- Composition de l'habitat type	39
5.4- Comportement du système Barra-Costantini dans la région d'Alger	40
5.4.1- Débit de l'air et flux de chaleur par thermocirculation dans les conduites	51
5.4.2- Influence de l'absorbeur sur le comportement du système	52
5.4.3 - Comportement du système durant la période estivale	57

CHAPITRE 6- ANALYSE DE LA RENTABILITE ECONOMIQUE

6.1- Introduction	59
6.2- Calcul des puissances de chauffage	59
6.2.1- Calcul des déperditions d'un local	60
6.3- Temps de retour brut	69
6.4- Indice de rentabilité	72

CHAPITRE 7- CONCLUSION

74

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

ANNEXES

NOMENCLATURE

Symbole	Désignation	Unité
Ad	Surface du canal	m ²
Am	Surface des ouvrants	m ²
Av	Surface des orifices	m ²
b	Largeur du canal	m
Cp	Chaleur spécifique	J/kg.K
D	Déperditions thermiques	kWh
DJm	Degrés-Jours	
Fij	Facteur de forme	
G	Coefficient de déperdition thermique	W/m ³
Gr	Nombre de Grashof	
g	Accélération de la pesanteur	m/s ²
H	Hauteur du canal	m
h	Coefficient d'échange par convection	W/m ² °C
he	Coefficient d'échange par convection avec l'extérieur	W/m ² °C
hi	Coefficient d'échange par convection avec l'intérieur du local	W/m ² °C
hr	Coefficient d'échange par rayonnement	W/m ² °C
h ₀ :	Coefficient d'échange par conduction de la lame d'air	W/m ² °C
I	Rayonnement solaire	W/m ²
K	Coefficient de transmission surfacique	W/m ² °C
k	Coefficient de pertes linéiques	W/m°C
L	Longueur du canal	m
l	Longueur de la liaison	m
lf	Longueur de la fente	m
m	Débit massique	kg/s
Nu	Nombre de Nusselt	
ni	Nombre de jours dans le mois	
Pr	Nombre de Prandtl	

qn	Gains internes	W
qs	Gains par ensoleillement	W
Ra	Nombre de Rayleigh	
Re	Nombre de Reynolds	
S	Surface d'échange	m ²
T	Température	°C
Tae	Température du ciel	°C
Te	Température extérieure	°C
Tmi	Température de la face intérieure des cloisons	°C
Tso	Température de la surface du sol	°C
v	Volume	m ³
v _v	Vitesse du vent	m/s

SYMBOLES GRECS

α	Coefficient d'absorption	
β	Inclinaison par rapport à l'horizontale (90°)	
ϕ	Besoins annuels de chauffage	kWh
ϕ_i	Pertes de chaleur par infiltration	W
ϕ_r	Flux de chaleur échangé par rayonnement	W
λ	Conductivité thermique	W/m°C
τ	Coefficient de transmission	
ρ	Masse volumique	kg/m ³
σ	Constante de Steffan-Boltzman = 5.6688.10 ⁻⁸	W/m ² .K ⁴

INDICES

a	Absorbeur
C	Ciel
CV	Chambre voisine
d	Conduite
f	Air
L	Local

m	Surface intérieure du plafond
n	Surface extérieure du mur capteur
o	Face supérieure du plafond en contact avec les canaux
P	Face inférieure du plafond en contact avec les canaux
q	Surface intérieure du mur capteur
So	Sol
V	Vitrage
V1	vitre 1
V2	Vitre 2

LISTE DES FIGURES

- Figure. 2-1 : Maison Balcomb.
- Figure. 2-2 : Le mur Trombe.
- Figure. 2-3 : La maison Baer.
- Figure. 2-4 : Système à double capteur.
- Figure. 2-5 : Système Barra-Costantini.
- Figure. 3-1 : Discrétisation du système.
- Figure. 3-2 : Bilan d'énergie au niveau de la première vitre.
- Figure. 3-3 : Bilan d'énergie au niveau de la deuxième vitre.
- Figure. 3-4 : Bilan d'énergie au niveau de l'absorbeur.
- Figure. 3-5 : Bilan d'énergie au niveau de la surface intérieure du plafond.
- Figure. 3-6 : Ecoulement dans un tube.
- Figure. 3-7 : Besoins en éclairage électrique.
- Figure. 4-1 : Vue sur la maison expérimentée.
- Figure. 4-2 : Plan de masse de la maison expérimentée.
- Figure. 4-3 : Comparaison de la température de sortie de l'air chaud.
- Figure. 4-4 : Comparaison de la vitesse de sortie de l'air.
- Figure. 4-5 : Comparaison de la température du local.
- Figure. 4-6 : Comparaison de la température du plafond.
- Figure. 5-1 : Plan RDC d'une maison type.
- Figure. 5-2 : Irradiation globale reçue par jour clair sur une paroi verticale orientée sud.
- Figure. 5-3 : Façade sud.
- Figure. 5-4 : Conditions extérieures du site en hiver.
- Figure. 5-5 : Polygone de confort.
- Figure. 5-6 : Vitesse de sortie de l'air des orifices.
- Figure. 5-7 : Température de sortie de l'air chaud.
- Figure. 5-8 : Température des parois.
- Figure. 5-9 : Température intérieure du local.
- Figure. 5-10 : Température des vitres.

- Figure. 5-11 : Influence du nombre de vitrage sur la température intérieure.
- Figure. 5-12 : Influence de l'emplacement de l'isolation sur la température ambiante
- Figure. 5-13 : Flux de chaleur par thermocirculation.
- Figure. 5-14 : Débit massique pour différentes surfaces des orifices.
- Figure. 5-15 : Influence de l'absorbeur sur la température intérieure du local.
- Figure. 5-16 : Température de la surface intérieure de la paroi sud.
- Figure. 5-17 : Chauffage des pièces situées au nord.
- Figure. 5-18 : Evolution de la température intérieure.
- Figure. 5-19 : Elévation de la température ambiante.
- Figure. 5-20 : Température intérieure du local en période estivale.
- Figure. 6-1 : Indice de rentabilité.

dégagée par les turbines à gaz sous forme de chaleur sensible en vue de produire de l'électricité.

- Encourager la recherche dans le domaine des énergies renouvelables et des énergies nouvelles (nucléaire).

L'utilisation de l'énergie nucléaire a permis à un pays comme la France de gagner son indépendance énergétique. Pourtant le nucléaire coûte cher et coûtera encore plus cher à cause du problème de recyclage des déchets. Actuellement ces déchets sont traités et coulés dans des matériaux sensés résister aux radiations, puis entreposés sans savoir ce que vont devenir les matériaux en question soumis à la radiosité pendant des dizaines d'années. Face à de tels soucis, des pays tel que l'Allemagne ont pris la décision de renoncer au nucléaire.

Si l'intérêt des énergies renouvelables, pour une rationalisation de l'énergie, n'est pas à démontrer, ils ont un rôle non moins important sur le plan de la préservation de l'environnement. Vers la fin des années quatre-vingt, le monde a pris conscience du risque qu'encourt notre planète suite au réchauffement croissant de la surface de la terre.

En 1988, le Programme des Nations-Unis pour l'Environnement (PNUE) et l'Organisation Météorologique Mondiale (OMM) chargent le GIEC (groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat) de faire une évaluation scientifique des causes et de l'impact des changements climatiques. Dans ses rapports, le GIEC confirme l'hypothèse du réchauffement de la terre, qui durant le vingtième siècle a vu la température de son atmosphère augmenter de 0.3 à 0.6 °C et impute les causes de ce phénomène à une forte concentration de certains gaz à effet de serre[1]. Prenant conscience de la nécessité de prendre des mesures, le GIEC a élaboré la Convention-Cadre des Nations-Unis sur les Changements Climatiques (CCC) ayant pour but d'impliquer les pays industrialisés et en voie de développement pour limiter leurs émissions de gaz à effet de serre (GES).

L'Algérie, en signant la Convention-Cadre en 1993, souscrit aux engagements qu'elle stipule. L'étude de la contribution de chaque secteur aux émissions des GES montre que

le secteur de l'énergie est le plus important secteur émetteur. La consommation d'énergie hors industrie étant principalement destinée au secteur de l'habitat, ce dernier devrait être l'un des premiers secteurs visés par des dispositions d'économie d'énergie, et cela par :

- L'adoption d'une réglementation en matière de thermique du bâtiment.
- La diminution des besoins énergétiques dus au chauffage et à la climatisation.

L'Algérie, avec plus de 2 millions de km² de superficie et un ensoleillement moyen de l'ordre de 5Kwh/m² présente un potentiel en énergie solaire considérable, l'exploitation de ce potentiel doit être l'un des axes primordiaux de notre politique énergétique.

L'architecture bioclimatique se distingue de l'architecture conventionnelle par le fait que l'exploitation de l'énergie solaire est intégrée dans la conception du bâtiment, cette conception permet de diminuer considérablement les besoins de chauffage et de climatisation. La climatisation solaire a connu de nombreuses évolutions récentes avec l'installation de systèmes dans des bâtiments à vocation hôtelière. Ils utilisent la chaleur produite à haute température grâce à des capteurs plans à haut rendement ou des capteurs sous vide pour alimenter une machine frigorifique à absorption. Même si le rafraîchissement et la climatisation solaire apparaissent comme une technique à développer, ce domaine reste peu exploré faute de marché établi. Le domaine du chauffage est certainement celui qui, à court terme, se prête le mieux à une exploitation extensive. L'addition d'un système de chauffage solaire à un logement apparaît comme une solution séduisante pour l'économie et l'utilisation rationnelle de l'énergie.

1-2- Objectifs du présent travail

Les dispositifs de chauffage solaire se divisent en deux types majeurs : les systèmes actifs nécessitant une énergie mécanique pour la distribution de la chaleur, et les systèmes passifs basés sur une circulation naturelle d'un fluide caloporteur. La conception passive semble être la solution la mieux adaptée, car fournissant des résultats meilleurs en terme d'énergie et d'argent économisé relativement au capital investi. Elle n'est cependant pas sans soulever certains problèmes. Notamment pour créer des conditions de confort, surtout liées à la distribution de la chaleur et aux risques de

surchauffes. L'objectif que nous nous sommes assigné dans le présent travail est l'étude technico-économique d'un système de chauffage passif. Ce système paraît le mieux adapté aux conditions climatiques de l'Algérie.

L'étude est structurée en sept chapitres organisés de la façon suivante :

La première partie qui rassemble les chapitres 1 et 2 est réservée d'un côté aux généralités, à l'énumération et le mode de fonctionnement des différents dispositifs de chauffage passif, et d'un autre côté à la description du système adopté dans notre étude.

Le troisième chapitre, relatif à la modélisation par la méthode nodale, est réservé à l'élaboration d'un modèle théorique décrivant le comportement thermique d'un local muni du système étudié. Ce modèle est validé grâce aux résultats d'une étude expérimentale présentée dans le quatrième chapitre.

Le cinquième chapitre présente une étude détaillée du comportement des différents éléments d'un local type équipé du système de chauffage dans les conditions climatiques de la région d'Alger. L'influence de quelques paramètres physiques et géométriques est mise en évidence. Une analyse de rentabilité économique du système dans différentes zones climatiques a été élaborée, cette étude est présentée dans le sixième chapitre.

Enfin, le dernier chapitre est une conclusion générale où quelques recommandations sont énumérées.

CHAPITRE 2

CHOIX DU SYSTEME DE CHAUFFAGE SOLAIRE

2-1- Introduction

Les systèmes de chauffage solaire passif peuvent être classés en deux catégories : systèmes à gain direct et systèmes à gain indirect.

2-2- Les systèmes à gain direct

Ces systèmes sont basés sur l'aménagement d'espaces vitrés orientés vers le sud. L'énergie lumineuse du soleil entre à travers les vitres et se projette directement ou indirectement sur les parois de la pièce et sur les meubles. Cette énergie est absorbée puis libérée sous forme de chaleur. Le stockage thermique est réalisé par des planchers en béton et par des cloisons dimensionnées en conséquence, si les surfaces vitrées reçoivent plus d'énergie que les masses thermiques ne peuvent stocker, l'espace habitable peut devenir trop chaud.

Pour limiter les apports de chaleur pendant l'été, des systèmes d'occultation sont à prévoir.

2-3- Les systèmes à gain indirect

Dans ces systèmes, l'énergie solaire est stockée dans une masse thermique entreposée entre un vitrage et le local à chauffer. De par son taux d'ensoleillement en hiver comme en

été, une façade orientée vers le sud reste la plus recommandée pour la mise en place de ces dispositifs. Parmi les systèmes développés dans ce sens figure :

2-3-1- Les serres

Le chauffage avec une serre consiste à utiliser une pièce séparée d'une maison ayant une façade sud largement vitrée. Plusieurs constructeurs ont été motivés par l'insertion d'une serre, non pas par souci d'économie d'énergie seulement, mais aussi du fait que les espaces vitrés constituent une esthétique très recherchée.

Le principe du chauffage avec une serre repose sur la sélectivité du verre vis à vis du rayonnement solaire, par sa transparence aux rayonnements de faibles longueurs d'ondes, et son opacité aux rayonnements de grandes longueurs d'ondes. Les rayons du soleil émis à une température élevée (5800 °K) sont composés de radiations de courtes longueurs d'ondes. Ces dernières traversent la vitre, et se projettent sur les parois opaques qui se chauffent et vont émettre un rayonnement de grande longueur d'onde. Le rayonnement, ainsi piégé, cède une partie de son énergie aux murs en contact avec la maison, et qui à leurs tours vont la restituer à l'air ambiant des pièces adjacentes. Le stockage de l'énergie récupérée peut se faire soit dans une maçonnerie lourde capable de garder l'énergie calorifique pour la restituer un certain temps plus tard, soit dans d'autres matériaux qui peuvent jouer ce rôle d'éléments stockeurs déphaseurs.

La maison Balcomb en est un bon exemple (Figure 2-1), elle fût conçue et construite en 1975 à Santa Fe au nouveau Mexique par Wayn et Susan Nichols [2]. Le stockage est réalisé par des lits de pierre disposés dans le sol de telle manière que la chaleur soit cédée naturellement au local.

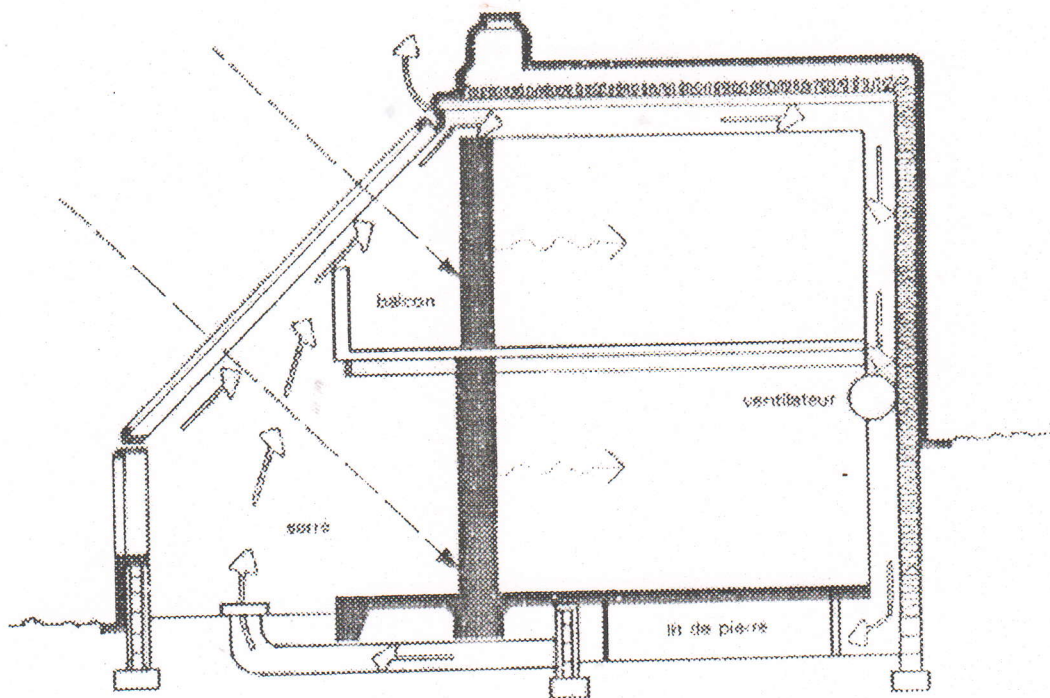


Fig. 2-1 : Maison Balcomb

Partant du même principe, des galets de pierre peuvent être entreposés verticalement, entre les cloisons de la maison [3]. L'air chaud est acheminé par des ventilateurs soit directement à l'intérieur de la pièce soit dans le volume de stockage, ce dernier doit être régulièrement surveillé car à cause de l'humidité, il peut être le siège de développement de certains champignons.

2-3-2- Le mur trombe

C'est le principe qu'a utilisé le professeur F.Trombe et l'architecte J.Michel pour l'élaboration d'une maison prototype à Odeillo au sud de la France en 1967. La façade sud est constituée d'un vitrage et d'un mur épais en maçonnerie lourde dont la surface extérieure est peinte en noir. Le rayonnement solaire en traversant la vitre est absorbé par le mur capteur. L'air au contact de ce mur s'échauffe, s'élève, et pénètre dans le local à travers des orifices en

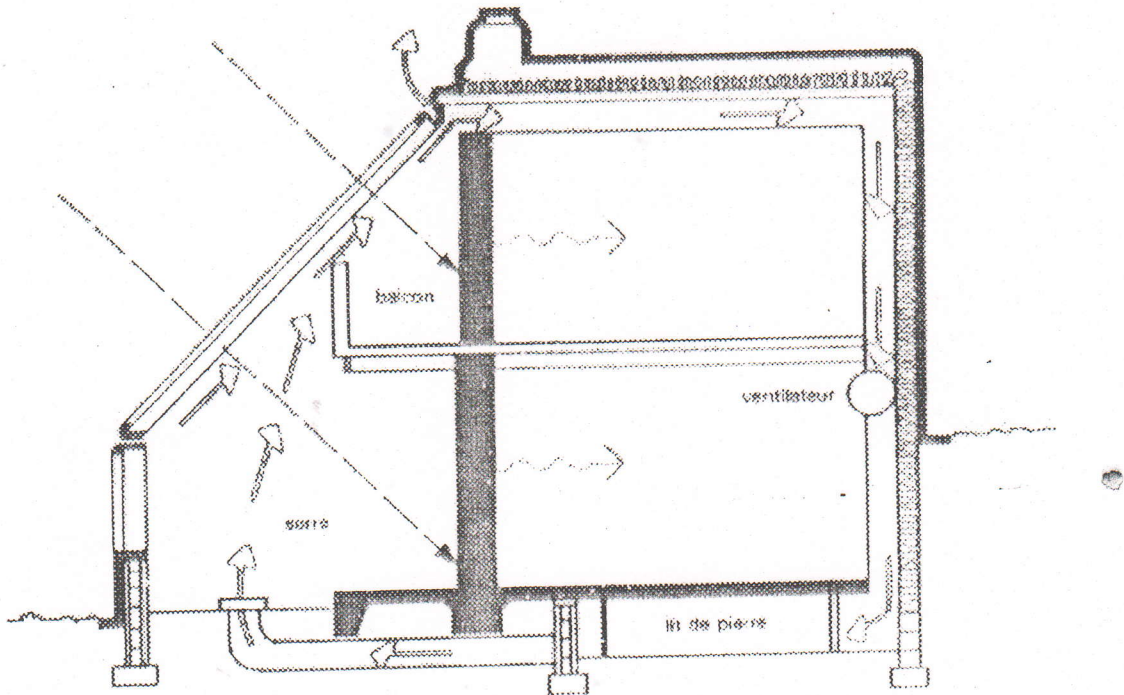


Fig. 2-1 : Maison Balcomb

Partant du même principe, des galets de pierre peuvent être entreposés verticalement, entre les cloisons de la maison [3]. L'air chaud est acheminé par des ventilateurs soit directement à l'intérieur de la pièce soit dans le volume de stockage, ce dernier doit être régulièrement surveillé car à cause de l'humidité il peut être le siège de développement de certains champignons.

2-3-2- Le mur trombe

C'est le principe qu'a utilisé le professeur F.Trombe et l'architecte J.Michel pour l'élaboration d'une maison prototype à Odeillo au sud de la France en 1967. La façade sud est constituée d'un vitrage et d'un mur épais en maçonnerie lourde dont la surface extérieure est peinte en noir. Le rayonnement solaire en traversant la vitre est absorbé par le mur capteur. L'air au contact de ce mur s'échauffe, s'élève, et pénètre dans le local à travers des orifices en

partie haute du mur. L'air intérieur, plus froid, est dégagé naturellement par les orifices inférieurs. Ce parcours est appelé "thermocirculation".

Le chauffage des locaux est obtenu principalement par convection sur la face interne du mur qui restitue la chaleur stockée avec un certain déphasage, alors qu'un chauffage instantané est possible grâce à la thermocirculation. Des clapets anti-retours sont placés devant les orifices inférieurs pour éviter une circulation inverse la nuit. Le principe de fonctionnement du mur Trombe est illustré par la figure 2-2.

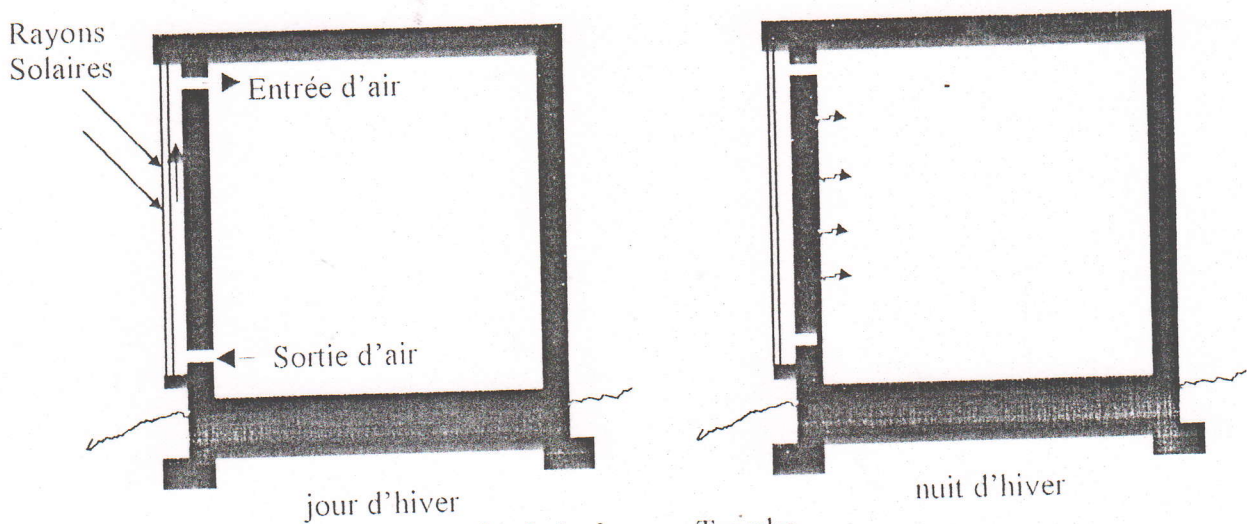


Fig. 2-2 : Le mur Trombe

A l'usage du mur Trombe des inconvénients ont été notés, comme une surchauffe pendant les journées ensoleillées, et une mauvaise répartition de la chaleur à l'intérieure de l'habitation. Le Laboratoire d'Energétique Solaire d'Odeillo a tenté dans une étude de pallier à ces inconvénients en disposant à l'intérieur du mur capteur des cavités à sections en forme de parallélogrammes, remplis d'eau [4]. Cette technique a l'avantage d'améliorer le transfert de chaleur vers l'intérieur tout en augmentant le pouvoir de stockage calorifique du mur.

James Baer a conçu un système assez proche du mur Trombe, à la différence près qu'il a utilisé des bidons métalliques remplis d'eau à la place de la maçonnerie [2]. Une maison prototype a été construite à Corrodes au Nouveau Mexique utilisant 56 bidons superposés de 220 litres chacun (Figure 2-3). Un panneau réfléchissant en aluminium est disposé de façon à

être abaissé durant les journées d'hiver pour profiter du rayonnement solaire réfléchi, et à être relevé la nuit pour éviter les pertes thermiques vers l'extérieur. En été, l'opération est inversée pour éviter l'insolation le jour et profiter des échanges avec l'extérieur la nuit. L'utilisation de l'eau comme masse thermique est intéressante vu qu'elle a une meilleure capacité calorifique comparée à des éléments en maçonnerie tout en étant bon marché. Néanmoins un tel système présente quelques inconvénients. Il est difficilement adaptable à des constructions déjà bâties et pose le problème du choix des récipients pour résister à la corrosion.

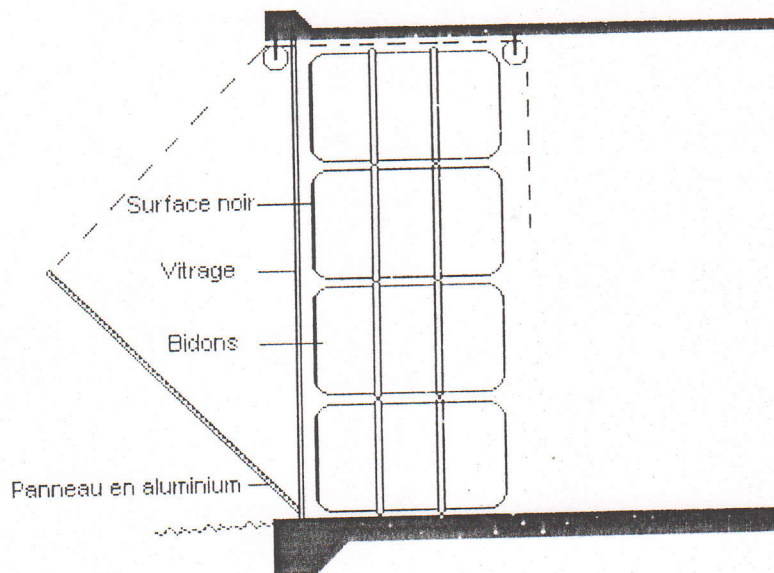


Fig. 2-3 : La maison Baer

H.Manz, P.W.Egolf, P.Suter et A.Goetzberger [5] ont mené une étude dans laquelle ils utilisent un mur extérieur composé d'un vitrage, et d'un matériau à changement de phase qui à la fois possède une grande capacité calorifique ainsi que certaines propriétés optiques. Le mur capteur permet aux rayons solaires visibles de le traverser, participant ainsi à l'éclairage naturel, alors que les rayons solaires non visibles sont absorbés et transformés en énergie calorifique.

B. Peuportier et J. Michel [6] ont mené une étude sur un dispositif composé de capteurs solaires disposés sur la toiture et munis d'un système de contrôle. Quand la température à l'intérieur des capteurs devient supérieure à la température ambiante, le système se déclenche et permet à l'air chaud de circuler. Pour éviter les surchauffes, un thermostat ferme les orifices quand la température ambiante atteint une certaine valeur fixée par les habitants.

Dans un autre dispositif, l'énergie solaire récupérée dans un capteur orienté sud est transférée à un capteur orienté nord à travers des canaux situés dans le plafond et le plancher [7]. Le but de ce concept n'est pas de chauffer directement les locaux, mais plutôt d'augmenter la température de l'air au contact des murs extérieurs, de manière à réduire les pertes de chaleur (Figure 2-4).

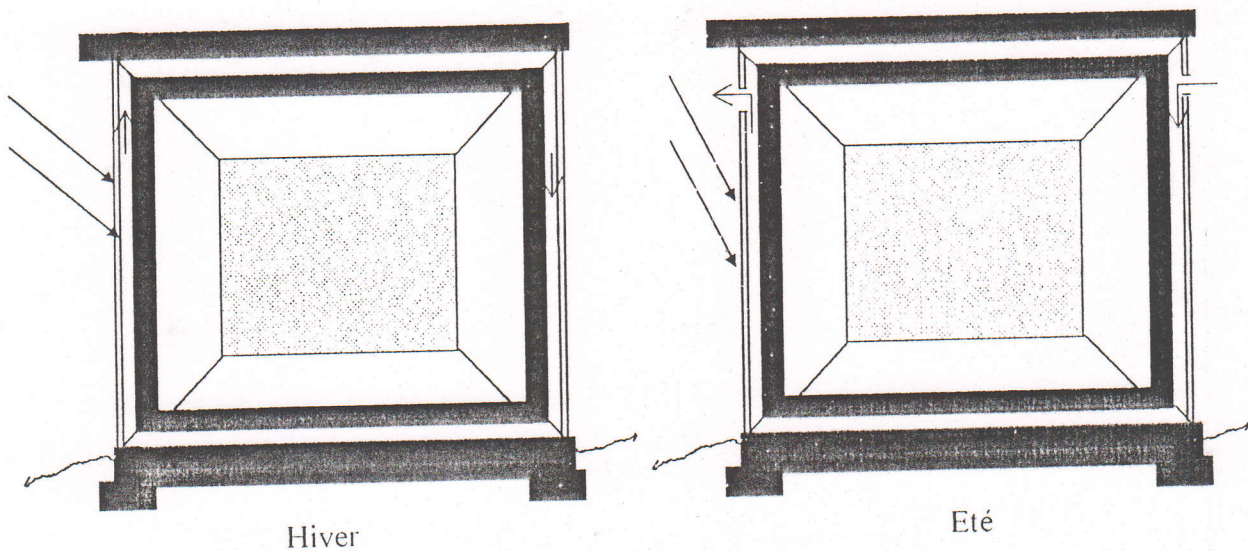


Fig. 2-4 : Système à double capteur

A la suite des récentes études en architecture et sur les fluides dynamiques en convection naturelle, menées par le professeur O.A. Barra et le thermicien T. Costantini, un système original de chauffage passif dans le bâtiment a été développé [8]. Le système de captation est basé sur les techniques d'un capteur à air. Un absorbeur de couleur noir est disposé entre le vitrage et le mur de manière à profiter d'une double circulation naturelle.

Durant les journées d'hiver, l'air dans les deux canaux situés de part et d'autre de l'absorbeur se chauffe au contact de celui-ci, remonte naturellement, et pénètre dans des canaux situés dans le plafond. Une partie de la chaleur est absorbée par le plafond pour être restituée pendant la nuit par convection et rayonnement, alors qu'une deuxième partie est injectée directement sous forme d'air chaud à travers des orifices. Cette technique a l'avantage d'offrir une bonne répartition de la température à l'intérieur de la pièce.

En été, le système peut participer au rafraîchissement et éviter les surchauffes. L'air est aspiré par des ouvertures se trouvant sur la façade Nord, il rafraîchit l'intérieur et est évacué vers l'extérieur par des volets se trouvant dans la partie haute du vitrage.

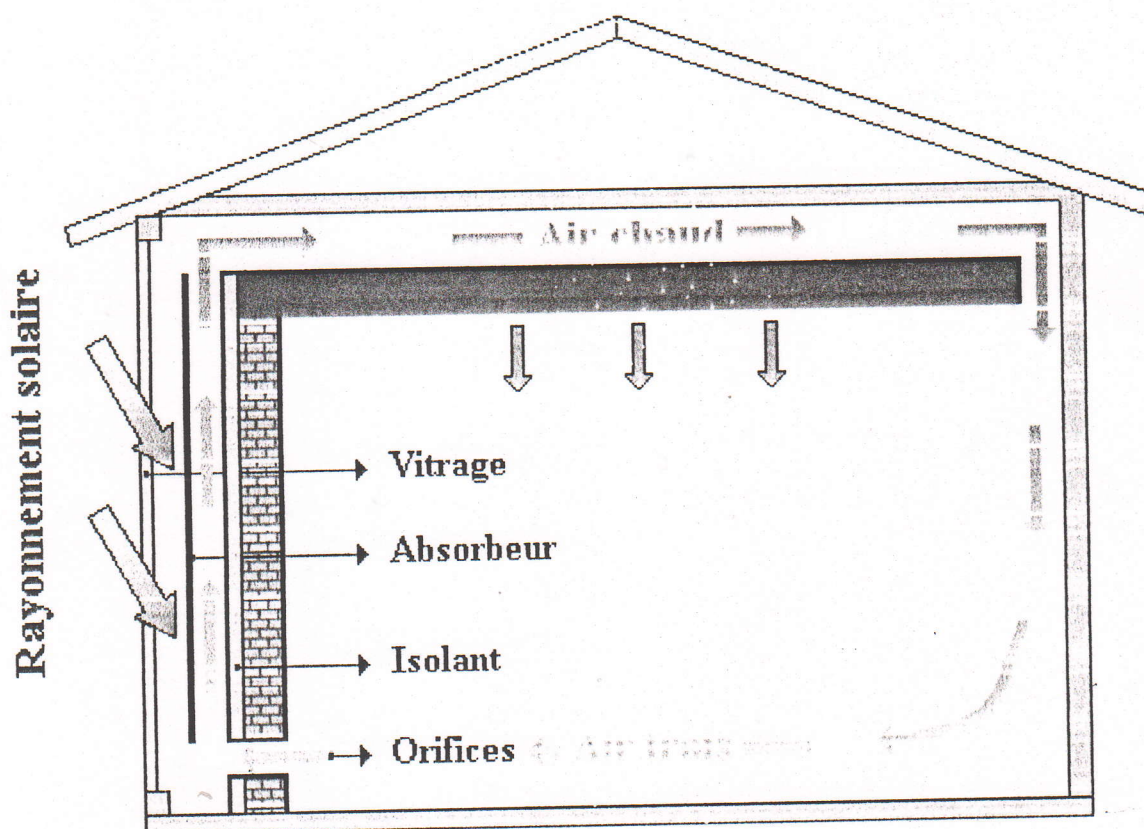


Fig. 2-5 : Système Barra-Costantini

2-4- Système adopté

Notre pays qui présente des climats très variés, dispose d'un gisement solaire important caractérisé par une durée moyenne d'ensoleillement de 2000 heures/an et qui peut atteindre les 3900 heures en hauts plateaux, d'où l'idée de son utilisation pour le chauffage. La promotion d'un système de chauffage solaire dans notre pays ne peut se faire que si ce dernier satisfait aux exigences suivantes :

1. Le système doit s'adapter aux conditions climatiques de l'Algérie.
2. La recherche des économies ne doit pas se faire aux dépens du confort.
3. Le coût de l'installation doit rester raisonnable.

En considérant ces conditions, le système barra-Costantini paraît le plus approprié (voir figure 2-5). Conscient que le souci de construire à plus bas prix est une réalité nationale, le système Barra-Costantini a l'avantage d'être peu coûteux et adaptable aux maisons déjà bâties. Contrairement aux autres techniques de chauffage passif ou les risques de surchauffes sont à prévoir, ce système offre un cadre de vie agréable. Le plafond, en absorbant une partie de la chaleur que fait circuler l'air des conduites, limite les fluctuations de la température à l'intérieure de la pièce et joue en conséquence un rôle de régulateur thermique de la température ambiante.



CHAPITRE 3

MODELISATION MATHEMATIQUE

3-1- Description du système adopté

Le système Barra-Costantini est un système de chauffage passif basé sur les principes du mur Trombe avec circulation direct de l'air chaud dans le plafond (voir figure 2-5). Durant les journées d'hiver une partie de la chaleur générée dans la cheminée solaire est stockée dans le plafond pour être restituée la nuit, alors que l'autre partie est directement injectée dans le local. Pour les journées d'été des ouvertures sont aménagés de telle façon à profiter de la ventilation naturelle.

3-2- Méthode de modélisation adoptée

La modélisation consiste à élaborer un modèle mathématique reliant des grandeurs d'entrée (données connues et conditions imposées) et des grandeurs de sortie (données inconnues à calculer) permettant de prévoir le comportement du système. L'intérêt de la modélisation est de :

- Permettre de décrire d'une manière simple des phénomènes parfois complexes à l'aide d'un jeu d'équations et de paramètres.
- La durée des expériences, qui peut s'étaler sur une année ou plus, peut coûter assez cher en matière d'argent et de temps, ces coûts peuvent être amortis grâce à des modèles de simulation.

- La modélisation permet également par des manipulations simples sur le modèle de déterminer les paramètres les plus influents pour une optimisation des performances du système.

Dans le bâtiment, l'utilité de la modélisation prend toute sa signification, elle permet d'étudier un système avant l'existence même de ce dernier, afin d'analyser son comportement, faciliter sa conception, et de ce fait réduire les coûts de réalisation tout en améliorant la qualité de la construction. Dans le cas d'une maison, la complexité des échanges rend impossible l'élaboration d'un modèle qui simule exactement le comportement de cette dernière, on pourra juger de la qualité du modèle à adopter d'après trois critères : L'exactitude, la rapidité d'exécution et la simplicité. Le meilleur étant bien sûr celui qui rassemble ces trois éléments et qui fournit des résultats avec une plage d'erreurs acceptable.

Compte tenu des hypothèses simplificatrices qui accompagnent toute modélisation, cette dernière reste une représentation déformée du système réel et n'apporte que des réponses qui s'approchent plus ou moins de la réalité. On ne peut se prononcer sur la validité d'un modèle qu'après une confrontation entre les résultats apportés par la simulation et les résultats expérimentaux. Un modèle est jugé apte à être utilisé si la différence entre les deux résultats ne dépasse pas une certaine marge d'erreur déjà désignée.

3-2-1- Les hypothèses adoptées

Le modèle mis en place est basé sur la méthode nodale, cette méthode procède par une discrétisation spatiale en régime transitoire qui conduit à un système d'équations différentielles. Le modèle a été élaboré en se basant sur les hypothèses suivantes :

- Chaque nœud représente un volume dont la température est uniforme. La température d'un élément étant différente surtout suivant la hauteur, cette hypothèse reste la faiblesse majeure de notre modèle. Toutefois, cette approche donne des résultats très satisfaisants en terme de bilan énergétique.
- Le débit massique de l'air qui s'écoule dans la cheminée solaire est constant pour éviter les risques de surpression ou dépression dans le local. Ce débit est supposé uniformément distribué dans les différentes gaines se trouvant dans le plafond.

- La température de l'air à l'entrée des gaines est égale à la moyenne des températures de l'air des deux cheminées solaires.
- Les pertes à travers le sol sont négligées.
- Les caractéristiques physiques des matériaux sont supposées constantes.

Le modèle s'appuie sur la décomposition en plusieurs nœuds (voir figure 3-1) représentant les parties dont la température est relativement uniforme, et en nœuds représentant les conditions extérieures :

- L'air extérieur.
- La surface du sol qui est supposé à la même température que l'air extérieur.
- Le ciel.
- Les chambres avoisinantes.

Il s'agit d'établir le bilan thermique au niveau de chaque nœud afin d'arriver à un ensemble d'équations cohérentes.

T_{mN} : Température de la paroi nord.
 T_{mE} : Température de la paroi est.
 T_{mO} : Température de la paroi ouest.

3-3- Bilan thermique

3-3-1- 1^{er} vitrage

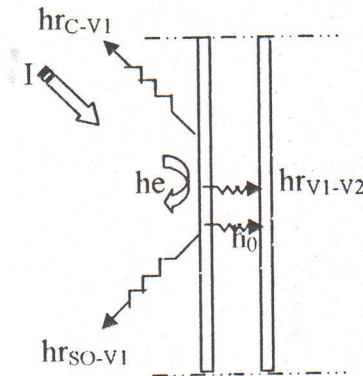


Fig. 3-2 : Bilan d'énergie au niveau de la première vitre

Le bilan thermique effectué sur la vitre extérieure se traduit par l'équation suivante:

$$\rho_v \cdot V_v \cdot C_p \cdot \frac{dT_0}{dt} = h_o \cdot S_v \cdot (T_1 - T_0) + hr_{C-V1} \cdot S_v \cdot (T_{ae} - T_0) + h_e S_v \cdot (T_e - T_0) + hr_{SO-V1} \cdot S_v \cdot (T_{so} - T_0) + hr_{V1-V2} \cdot S_v \cdot (T_1 - T_0) + \alpha_v \cdot I \tag{3.1}$$

L'échange par convection entre la vitre et l'air extérieur se traduit par l'effet du vent. Le coefficient d'échange par convection est donné par la corrélation de HOTTEL et WOERTZ.

$$h_e = 5.67 + 3.86 \cdot V_v \tag{3.2}$$

La quantité d'énergie échangée par rayonnement entre deux surfaces portées à une température uniforme T_i , T_j est donnée par :

$$\phi_r = hr \cdot S \cdot (T_i - T_j) \tag{3.3}$$

Entre le vitrage et la voûte céleste le coefficient d'échange par rayonnement est égal à

$$hr_{C-V1} = \sigma \cdot \xi_V \cdot \frac{1 + \cos \beta}{2} \cdot (T_{ae} + T_0)(T_{ae}^2 + T_0^2) \quad (3.4)$$

La température de la voûte céleste n'étant pas mesurable, des formules ont été développées pour la calculer en fonction de la température extérieure, parmi elles, celle proposée par Swinbank [9] et qui donne

$$T_{ae} = 0.0552 \cdot T_e^{1.5} \quad (3.5)$$

T_e et T_{ae} sont en [K].

Entre le vitrage et le sol le coefficient d'échange par rayonnement est égal à

$$hr_{SO-V1} = \sigma \cdot \xi_V \cdot \frac{1 - \cos \beta}{2} \cdot (T_{so} + T_0)(T_{so}^2 + T_0^2) \quad (3.6)$$

Pour deux surfaces parallèles de surface et d'émissivité respective S_i , ξ_i , et S_j , ξ_j le coefficient d'échange par rayonnement est donné par :

$$hr = \sigma \cdot \frac{1}{\left(\frac{1}{\xi_i} - 1\right) + \left(\frac{1}{\xi_j} - 1\right) \cdot \frac{S_i}{S_j} + \frac{1}{F_{ij}}} \cdot (T_i^2 + T_j^2)(T_i + T_j) \quad (3.7)$$

3-3-2-2^{ème} vitrage

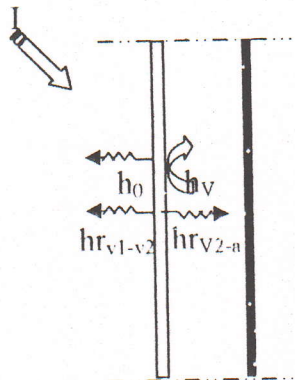


Fig. 3-3 : Bilan d'énergie au niveau la deuxième vitre

Au niveau la vitre intérieure l'équation du bilan thermique s'écrit:

$$\rho_v V_v C p_v \frac{dT1}{dt} = h_0 S_v (T0 - T1) + hr_{v1-v2} S_v (T0 - T1) + h_v S_v (T2 - T1) + hr_{v2-a} S_a (T3 - T1) + \tau \alpha_v I \tag{3.8}$$

$$hr_{v2-a} = \frac{\sigma (T1 + T3) (T1^2 + T3^2)}{\frac{1}{\xi_v} + \frac{1}{\xi_a} - 1} \tag{3.9}$$

3-3-3- Absorbeur

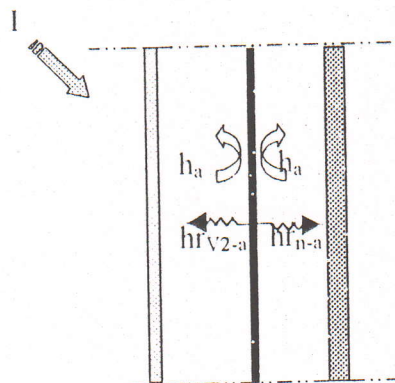


Fig. 3-4 : Bilan d'énergie au niveau de l'absorbeur

Le bilan thermique effectué sur l'absorbeur donne :

$$\rho_a V_a C p_a \frac{dT3}{dt} = h_a S_a (T2 - T3) + hr_{v2-a} S_a (T1 - T3) + h_a S_a (T4 - T3) + hr_{n-a} S_a (Tn - T3) + \tau^2 \alpha_a I \tag{3.10}$$

$$hr_{n-a} = \frac{\sigma (Tn + T3) (Tn^2 + T3^2)}{\frac{1}{\xi_a} + \frac{1}{\xi_n} - 1} \tag{3.11}$$

3-3-4- Cheminée solaire

Le débit massique de l'air qui circule dans la cheminée solaire est donné par une formule développée par Utzinger et qui est basée sur des résultats expérimentaux. [10]

$$\dot{m} = \rho \cdot A_d \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot \left(\frac{T_f - T_i}{C \cdot T_f} \right)} \quad (3.12)$$

$$C = C1 \cdot \left(\frac{A_d}{A_v} \right)^2 + C2$$

$$C1=8$$

$$C2=2$$

T_f représente la température moyenne du fluide, T_i est la température d'entrée dans le canal que nous supposons égale à la température ambiante.

Quand l'air ne circule pas dans le canal, sa température est supposée être uniforme dans tout le volume. La température moyenne de l'air est obtenue par un bilan thermique sur le volume du canal.

$$\rho_f \cdot V_f \cdot C_p \frac{dT_f}{dt} = h_v \cdot S_v \cdot (T1 - T_f) + h_a \cdot S_a \cdot (T3 - T_f) \quad (3.13)$$

Plusieurs études faisant intervenir un transfert de chaleur par thermocirculation ont été faites en posant l'hypothèse d'une variation linéaire de la température le long de la cheminée solaire, nous avons constaté que cette approche surestime ce flux. A cet effet, nous avons utilisé une deuxième hypothèse, se rapprochant mieux de la réalité, et qui considère une variation en exponentielle de la température.

Quand l'air circule sa température moyenne est donnée par [11] :

$$T_f = T_{im} + \left(\frac{2 \cdot T_{im} - T1 - T3}{2} \right) \left(\frac{-\dot{m} \cdot C_p}{2 \cdot h_a \cdot S_a} \left(\exp \left[\frac{-2 \cdot h_a \cdot S_a}{\dot{m} \cdot C_p} \right] - 1 \right) - 1 \right) \quad (3.14)$$

De nombreuses corrélations ont été proposées pour le calcul du coefficient d'échange par convection dans la cheminée solaire, dans une étude menée au sein de (Solar Energy Laboratory, Université du Wisconsin), D.M.Utzinger[11] propose d'utiliser les relations suivantes :

Quand la température de l'air à l'intérieur de la cheminée solaire n'est pas assez importante pour provoquer un écoulement, (h_a) est donné par :

$$h_a = \left[0.0965.(Gr.Pr)^{0.29} \right] \frac{\lambda_f}{b} \quad (3.15)$$

Quand l'air circule, (h_a) dépend du régime s'il est laminaire ou turbulent.

- Régime laminaire : $Re < 2000$, (h_a) est déterminé par une corrélation développée pour une circulation d'air entre deux plaques parallèles avec l'une d'elles chauffée et qui est donné par :

$$h_a = \left[4.9 + \frac{0.0606.(x)^{1.2}}{1 + 0.0856.(x)^{0.7}} \right] \frac{\lambda_f}{b} \quad (3.16)$$

$$x = \frac{L}{Re.Pr.DH}$$

DH étant le diamètre hydraulique égale à deux fois la distance vitrage absorbeur.

- Régime turbulent $Re > 2000$.

(h_a) est donné par :

$$h_a = \left[0.0158.Re^{0.8} \right] \frac{\lambda_f}{b} \quad (3.17)$$

3-3-5- Surface intérieure du plafond

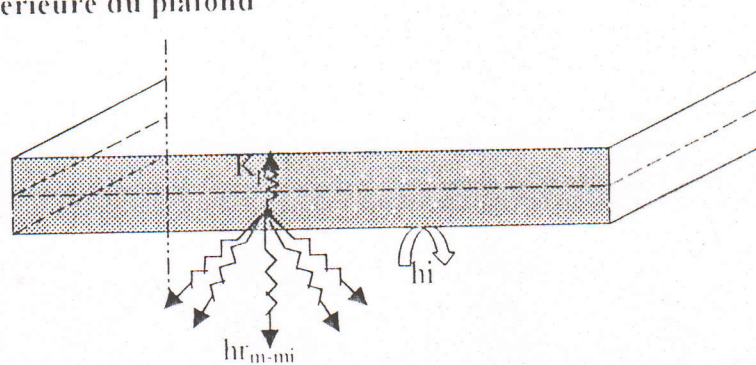


Fig. 3-5 : Bilan d'énergie au niveau de la surface intérieure du plafond

l'équation du bilan thermique est donnée par :

$$\rho_m \cdot C_p \cdot V_m \cdot \frac{dT_m}{dt} = \sum h_{r_{m-mi}} \cdot S_p \cdot (T_{mi} - T_m) + h_m \cdot S_p \cdot (T_{in} - T_m) + K_p \cdot S_p \cdot (T_{pl} - T_m) \quad (3.18)$$

$h_{r_{m-mi}}$ représente le coefficient d'échange par rayonnement entre la surface du plafond et chaque paroi de température T_{mi} et d'émissivité ξ .

$$h_{r_{m-mi}} = \sigma \cdot \frac{1}{\left(\frac{1}{\xi} - 1\right) + \left(\frac{1}{\xi} - 1\right) \cdot \frac{S_p}{S_i} + \frac{1}{F_{m-mi}}} \cdot (T_{mi}^2 + T_m^2) \cdot (T_{mi} + T_m) \quad (3.19)$$

F_{m-mi} est le facteur de forme qui représente la fraction du flux total émis de la surface S_p qui atteint la surface S_i . [12]

3-3-6- Température de l'air à l'intérieur des tubes

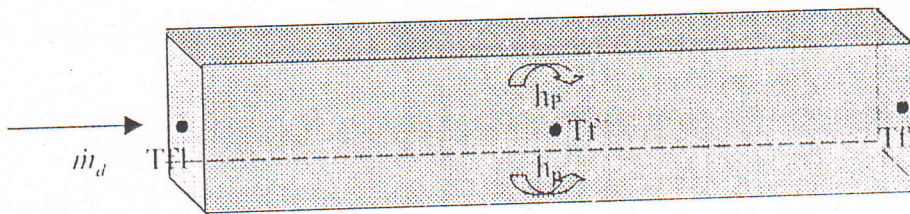


Fig. 3-6 : Ecoulement dans un tube.

Le bilan thermique traduisant l'écoulement de l'air dans chaque tube se trouvant dans le plafond se fait avec les hypothèses suivantes :

- Le débit de l'air qui pénètre dans les conduites est égal au débit de l'air qui s'écoule dans la cheminée solaire, ce débit est supposé rester constant.
- Les deux parties du plancher en contact avec les tubes sont supposées à une température uniforme.
- La conduction au sein du fluide est négligée.

Quand l'air ne circule pas, la température de l'air (T_f) est supposée uniforme le long du tube
l'équation du bilan thermique est donnée par :

$$\rho_f V_{f-d} C_{p_{f-d}} \frac{dT_f}{dt} = h_p S_d (T_d - T_f) + h_p S_d (T_p - T_f) \quad (3.20)$$

Quand l'air est en mouvement, le bilan est donné par :

Flux entrant dans la pièce = flux entrant dans les tubes – le flux échangé par convection.

$$\dot{m}_d C_{p_{f-d}} (T_{f2} - T_{in}) = \dot{m}_d C_{p_{f-d}} (T_{f1} - T_{f2}) - h_p \frac{S_d}{2} (T_{f2} - T_p) - h_p \frac{S_d}{2} (T_{f2} - T_d) \quad (3.21)$$

T_f étant la température moyenne du fluide $T_f = \frac{T_{f1} + T_{f2}}{2}$

T_o et T_p représentent les températures des deux parties supérieures et inférieures du plafond en contact avec les canaux et qui sont supposées isothermes.

h_d est le coefficient d'échange par convection entre l'air à l'intérieur du tube et la surface de contact avec le plafond, ce coefficient dépend du type d'écoulement

Écoulement laminaire ($Re_d \leq 2100$)

Le nombre de Nusselt est donné par Hausen [12]

$$Nu = 1.86 \left(Re_d \cdot Pr \cdot \frac{Dh}{L} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3.22)$$

Écoulement dans la zone de transition

Dans cette zone, le nombre de Nusselt peut être estimé par la formule proposée par Hausen [12]

$$Nu = 0.116 \cdot (Re_d^{2/3} - 125) \cdot Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{Dh}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3.23)$$

Le facteur $(\mu_b/\mu_s)^{0.14}$ est une correction pour prendre en considération l'effet de la variation de la température sur les propriétés physiques où μ_b est la viscosité dynamique à la température moyenne du fluide et μ_s la viscosité dynamique à la température de la paroi.

Écoulement turbulent

Une corrélation exprimant le nombre de Nusselt pour un écoulement turbulent ($Re_d > 10.000$) a été développée, elle est donnée par Dittus-Boelter [13] :

$$Nu = 0.023.Re_d^{4/5} . Pr^{0.3} \quad (3.24)$$

Les corrélations ci-dessus ont été développées avec les hypothèses suivantes :

1. La convection est supposée forcée avec une faible vitesse.
2. La température de la paroi est uniforme.
3. L'écoulement est supposé développé.
4. Les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne du fluide sauf pour μ_s .

Pour un tube non circulaire, une longueur caractéristique appelée diamètre hydraulique est introduite, elle est définie par :

$$Dh = \frac{4.Ac}{p}$$

p [m] étant le périmètre et Ac [m²] la surface de passage de l'air.

3-3-7- Local

En se plaçant dans le cas idéal qui suppose une température uniforme dans toute la pièce, la température ambiante est déterminée par l'équation du bilan thermique effectuée sur le volume de l'air.

$$\rho_L V_L C_{pL} \frac{dT_{in}}{dt} = \sum_{i=1}^{i=6} h_i (T_{mi} - T_{in}) + \dot{m} C_{p_f} (T_{f2} - T_{in}) + G (T_e - T_{in}) + q_s + q_n \quad (3.25)$$

Le coefficient de déperdition thermique d'un local, noté 'G', est défini comme le rapport entre les pertes par renouvellement d'air et le volume à chauffer. Les pertes de chaleur par renouvellement d'air sont données par :

$$\phi_r = 0.34.q_e.(T_{in} - T_e) \quad [W] \quad (3.32)$$

0.34 représente le capacité calorifique moyenne de l'air. $[Wh/m^3.K]$

q_e : Débit de renouvellement d'air $[m^3/h]$, il est dû aux infiltrations d'air extérieur et aux ouvertures et fermeture des ouvrants.

q_s représente les gains réels par ensoleillement à travers une fenêtre pour chaque heure de la journée. Ils sont donnés par la formule (3-29) [15], ils dépendent de l'insolation maximale q_{max} , de la surface vitrée et du coefficient d'amortissement. Les valeurs du coefficient d'amortissement sont présentées en annexe 2, il est en fonction du poids par m^2 de surface de plancher des matériaux constituant le local, et de la durée d'occupation pour une température intérieure constante.

$$q_s = Ca.S_v.q_{max} \quad (3.29)$$

q_n représente les gains internes dûs à la présence des occupants et à l'éclairage, ils sont donnés par :

$$q_n = Nb.Ch.Ca + Pe.Cb - q_r \quad (3.30)$$

Nb est le nombre d'occupants qui est estimé à 7 personnes par logement avec un taux d'occupation de 2 personnes par pièce. [16].

Ch représente l'énergie dégagée par une personne, sous forme de chaleur sensible et de chaleur latente, le tableau 4 présenté en annexe 2 donne la valeur moyenne de la chaleur dégagée par un métabolisme moyen pour différents degrés d'activités.

Ca est le coefficient d'amortissement pour 24 h d'occupation.[15]

Cb est un coefficient d'amortissement qui dépend de la durée d'éclairage, ses valeurs sont représentées en annexe 2.

Les besoins en éclairage électrique dans un logement dépendent de l'heure du lever et coucher du soleil et de l'heure à laquelle se réveillent et se couchent les personnes qui occupent la pièce, nous supposons que ces derniers se lèvent à 7h et se couchent à 23h.

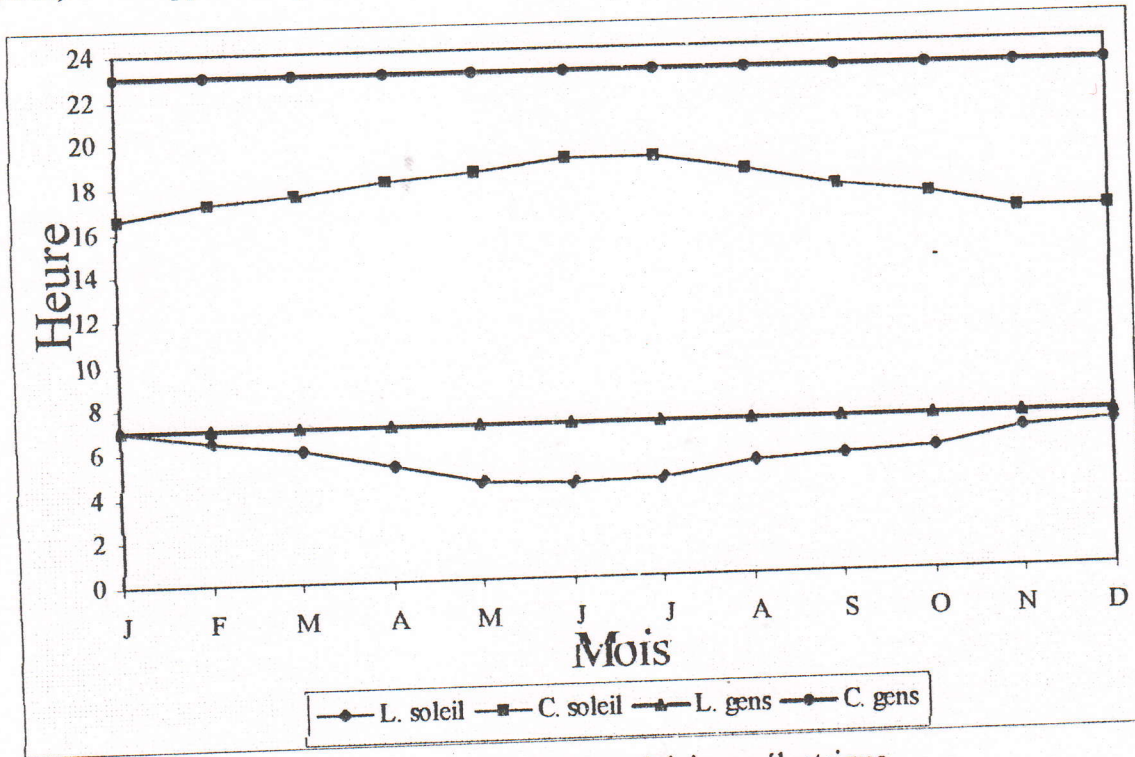


Fig. 3-7 : Besoins en éclairage électrique

Il apparaît d'après la figure 3-7 que le besoin d'éclairer se fait ressentir en moyenne entre 18h et 23h, alors que durant les autres heures l'éclairage naturel peut suffire.

Pour prendre en considération l'effet de la variation de la température intérieure nous devons appliquer une réduction aux gains totaux de chaleur (par ensoleillement, Eclairage, et occupants) donné par [15] :

$$qr = Sp.\Delta T.Cr \tag{3.31}$$

Cr est le Coefficient d'amortissement pour une température ambiante variable. [15].

ΔT : Variation de la température ambiante admissible.

A partir d'expérimentations effectuées sur des maquettes cubiques avec un plafond chauffant, Bohn a établi des corrélations pour le calcul du coefficient d'échange par convection entre les parois intérieures et l'air ambiant [14]. Pour les différentes parois, le nombre de Nusselt est donné par :

▪ **Echanges par convection Mur-local**

Le nombre de Nusselt est donné par la relation suivante :

$$Nu = 0.233.Ra^{0.286} \quad (3.26)$$

▪ **Echanges par convection plancher-local**

Le nombre de Nusselt est donné par :

$$Nu = 2.54.Ra^{0.212} \quad (3.27)$$

▪ **Echanges par convection plafond-local**

Le nombre de Nusselt est donné par :

$$Nu = 0.223.Ra^{0.207} \quad (3.28)$$

3-4- Récapitulatif du modèle mathématique

Les bilans de l'ensemble des nœuds étant ainsi établis, nous obtenant un système d'équations différentielles non linéaires. (voir section 3-3)

$$\rho_v V_v C_{Pv} \frac{dT0}{dt} = h_0 S_p (T1 - T0) + h_{c-1} S_p (Tae - T0) + h_e S_p (Te - T0) + h_{so-1} S_p (Tso - T0) + h_{r1-2} S_p (T1 - T0) + \alpha_v$$

$$\rho_v V_v C_{Pv} \frac{dT1}{dt} = h_0 S_p (T0 - T1) + h_{r1-2} S_p (T0 - T1) + h_v S_p (T2 - T1) + h_{r2-a} S_p (T3 - T1) + \tau \alpha_v I$$

$$\rho_a V_a C_{Pa} \frac{dT3}{dt} = h_a S_a (T2 - T3) + h_{r2-a} S_a (T1 - T3) + h_a S_a (T4 - T3) + h_{n-a} S_a (Tn - T3) + \tau \alpha_a I$$

$$\rho_n V_n C p_n \frac{dT_n}{dt} = h_a S_a (T4 - T_n) + K_{n-m} S_a (T_m - T_n) + h_{r_n} S_a (T3 - T_n)$$

$$\rho_m V_m C p_m \frac{dT_m}{dt} = K_{n-m} S_a (T_n - T_m) + K_{q-m} S_a (Tq - T_m)$$

$$\rho_q C p_q V_q \frac{dTq}{dt} = \sum_{i=1}^5 h_{r_{q-mi}} S_p (Tmi - Tq) + h_q S_q (T_m - Tq) + K_{p-m} S_p (T_m - Tq)$$

$$\text{Si } \dot{m} = 0 \quad \rho_f V_f C p_f \frac{dT2}{dt} = h_p S_p (T1 - T2) + h_a S_a (T3 - T2)$$

$$\rho_f V_f C p_f \frac{dT4}{dt} = h_p S_p (T3 - T4) + h_a S_a (T_n - T4)$$

$$\text{Si } \dot{m} > 0 \quad T2 = T_m + \left(\frac{2T_m - T1 - T3}{2} \right) \left(\frac{-\dot{m} C p_f}{2h_a S_a} \left(\exp \left[\frac{-2h_a S_a}{\dot{m} C p_f} \right] - 1 \right) - 1 \right)$$

$$T4 = T_m + \left(\frac{2T_m - T_n - T3}{2} \right) \left(\frac{-\dot{m} C p_f}{2h_a S_a} \left(\exp \left[\frac{-2h_a S_a}{\dot{m} C p_f} \right] - 1 \right) - 1 \right)$$

Pour $i = 1 \text{ à } 5$

$$\text{Si } \dot{m} = 0 \quad \rho_f V_{f-d} C p_{f-d} \frac{dT_{fi}}{dt} = h_p S_d (Td - T_{fi}) + h_p S_a (Tp - T_{fi})$$

$$\text{Si } \dot{m} > 0 \quad \dot{m} C p_f (T2 - T_{fi}) + \dot{m} C p_f (T4 - T_{fi}) = \dot{m}_d C p_{f-d} (T_{fi} - T_{f2i}) + h_p \frac{S_d}{2} (T_{fi} - Tp) + h_p \frac{S_d}{2} (T_{fi} - Td)$$

Pour $i = 1 \text{ à } 5$

$$\text{Si } \dot{m} = 0 \quad \rho_f V_{f-d} C p_{f-d} \frac{dT_{f2i}}{dt} = h_p S_d (Td - T_{f2i}) + h_p S_a (Tp - T_{f2i})$$

$$\text{Si } \dot{m} > 0 \quad \dot{m}_d C p_{f-d} (T_{f2i} - T_m) = \dot{m}_d C p_{f-d} (T_{fi} - T_{f2i}) - h_p \frac{S_d}{2} (T_{f2i} - Tp) - h_p \frac{S_d}{2} (T_{f2i} - Td)$$

$$\rho_L V_L C_{pL} \frac{dT_{in}}{dt} = \sum_{i=1}^6 h_i (T_{mi} - T_{in}) + \sum_{i=1}^5 \dot{m}_d C_{p_{f-d}} (T_{f2i} - T_{in}) + G (T_e - T_{in}) + qs + qn$$

$$\rho_m C_{p_m} V_m \frac{dT_m}{dt} = \sum hr_{m-m} S_p (T_{mi} - T_m) + h_i S_p (T_{in} - T_m) + K_p S_p (T_{p1} - T_m)$$

$$\rho_m C_{p_m} V_m \frac{dT_{p1}}{dt} = K_{p1} S_p (T_m - T_{p1}) + K_p S_p (T_p - T_{p1})$$

$$\rho_m C_{p_m} V_m \frac{dT_p}{dt} = K_{p1} S_p (T_{p1} - T_p) + \sum_{i=1}^5 h_p S_d (T_{fi} - T_p) + hr_{o-p} S_p (T_d - T_p)$$

$$\rho_d C_{p_d} V_d \frac{dT_d}{dt} = \sum_{i=1}^5 h_p S_d (T_{fi} - T_d) + K_{d-s} S_p (T_8 - T_d) + hr_{d-p} S_p (T_p - T_d)$$

$$\rho_s C_{p_s} V_s \frac{dT_8}{dt} = K_{o-s} S_p (T_d - T_8) + K_s S_p (T_{CV} - T_8)$$

$$\rho_{mN} C_{p_{mN}} V_{mN} \frac{dT_{mN}}{dt} = \sum hr_{m-mN} S_{mN} (T_{mi} - T_{mN}) + h_7 S_{mN} (T_{in} - T_{mN}) + K_7 S_{mN} (T_{CV} - T_{mN})$$

$$\rho_{mP} C_{p_{mP}} V_{mP} \frac{dT_{mP}}{dt} = \sum hr_{m-mP} S_p (T_{mi} - T_{mP}) + h_9 S_p (T_{in} - T_{mP})$$

$$\rho_{mE} C_{p_{mE}} V_{mE} \frac{dT_{mE}}{dt} = \sum hr_{m-mE} S_{mE} (T_{mi} - T_{mE}) + h_{10} S_{mE} (T_{in} - T_{mE}) + K_{10} S_{mE} (T_{CV} - T_{mE})$$

$$\rho_{mO} C_{p_{mO}} V_{mO} \frac{dT_{mO}}{dt} = \sum hr_{m-mO} S_{mO} (T_{mi} - T_{mO}) + h_{11} S_{mO} (T_{in} - T_{mO}) + K_{11} S_{mO} (T_{CV} - T_{mO})$$

3-5- Modélisation numérique

3-5-1- Linéarisation des équations

A cause de la présence d'échanges de chaleur par rayonnement, les équations régissant notre système sont non linéaires. Afin de les linéariser nous avons exprimé l'échange de chaleur par rayonnement entre deux surfaces de température respective T_i et T_j par :

$$\phi_r = h_r \cdot S_i \cdot (T_i - T_j)$$

3-5-2 Conditions initiales

Un premier choix des conditions initiales est fait de manière à ce que la température de chaque nœud soit la plus proche possible de la réalité. Les conditions initiales seront fixées après un certain nombre de cycles et une fois que la différence de température aux différents nœuds devient inférieure à une certaine valeur fixée à 0.2°C .

3-5-3 Conditions aux limites

Les chambres voisines du local étudié sont supposées maintenues à une température constante de 18°C en hiver et de 24°C en été. Ces valeurs représentent les températures pour une ambiance agréable dans un logement.

3-5-4 Résolution du système d'équations

La résolution de ces équations se fera grâce à un logiciel de simulation 'ISIM' (voir annexe 3), exploité à l'intégration des équations auxquelles conduit la méthode nodale, la méthode d'intégration utilisée est celle de Range-Kutta d'ordre 5. Le programme est bâti autour de modules, assurant chacun une fonction dans le programme général. Les modules remplissent les fonctions suivantes :

1. CONSTANT : Ce module permet de définir :
 - L'heure de la fin de la simulation.
 - Le pas d'intégration.
 - Le pas de temps entre deux affichages des données simulées.
 - La surface et les propriétés thermophysiques des parois.
2. INITIAL : Ce module définit les conditions initiales.
3. DYNAMIQUE : Ce module introduit les variables sous forme d'équations.

CHAPITRE 4

VALIDATION DU MODELE

4-1- Introduction

Toute approche théorique d'un système thermique nécessite une vérification expérimentale pour valider les résultats apportés par le modèle mathématique. Les résultats théoriques étant la solution d'équations régissant les transferts thermiques du système étudié et qui sont développées en formulant quelques hypothèses simplificatrices. Quel que soit le modèle, des doutes subsistent sur la fiabilité des résultats obtenus, seule l'expérience permet de valider ces résultats et d'apporter un degré de confiance au modèle proposé. Par manque de moyens, il nous a été difficile de construire une cellule test, néanmoins nous avons pu disposer des résultats d'une étude expérimentale menée sur une chambre munie du système de chauffage Barra-Costantini (B-C), ces résultats nous ont permis la validation du modèle théorique.

4-2 Expérimentation de Palerme[17]

Une étude expérimentale sur une maison muni du système B-C a été menée sur une durée de sept jours (20-27 mars 1986). La maison est située au pied du versant Nord de Monte-Morello près de Palerme à environ 18 km de Florence en Toscane (Italie), longitude $11^{\circ}16'E$, latitude $43^{\circ}50' N$, altitude 490 m. Elle est constituée de 14 chambres disposées sur 2 étages, avec un volume total de l'ordre de $1700 m^3$. Cette maison a été adaptée au soleil vers les années 1980-1981, trois systèmes de chauffage passif y ont été expérimentés. Seule la moitié de la maison est habitée l'autre moitié étant réservée au séminaire de sculpture.

La maison est choisie sur un terrain en pente orienté sud-ouest, elle possède un groupe de relief qui la protège des vents froids du Nord-ouest avec une façade principale orientée sud qui s'étend sur une longueur de 33 m (voir figure 4-1).

La chambre munie du système de chauffage Barra-Costantini fait 4,8 m de largeur, 7,8 m de longueur et 3,1 m de hauteur avec une superficie captante d'environ 15 m². Les murs sont en pierre, ils ont une épaisseur moyenne de 50 cm et sont isolés thermiquement de l'extérieur par une couche de polyuréthane de 4 cm d'épaisseur. Les sorties supérieures du capteur sont connectées à cinq canaux de 60 x 18 cm chacun. L'absorbeur situé entre le vitrage et le mur est en oxyde de cuivre avec une distance de par et d'autre d'environ 8 cm, le système est muni d'un double vitrage de 4 mm d'épaisseur. Le plafond stockeur est en béton armé, il a une épaisseur de 20 cm, et il est isolé sur sa partie supérieure par 4 cm de polyuréthane. Les chambres avoisinantes sont supposées à la même température que la chambre testée.

Les caractéristiques physiques des différents éléments sont les suivants [18] :

▪ **Caractéristiques physiques du mur capteur**

Largeur : 4.8 m

Hauteur : 3.1 m

Epaisseur : 0.5 m

Capacité thermique : 837 J/kg.°K

Masse volumique : 1800 kg/m³

▪ **Caractéristiques physiques du plafond**

Largeur : 4.8 m

Longueur : 7.8 m

Epaisseur : 0.2 m

Capacité thermique : 880 J/kg.°K

Masse volumique : 2200 kg/m³

▪ **Caractéristiques physiques de l'absorbeur**

Epaisseur : 6/10 mm

Capacité thermique : 532 J/kg.°K

Masse volumique : 8900 kg/m³

La figure 4-1 représente une photographie de la maison.



Fig. 4-1 : Vue sur la maison expérimentée.

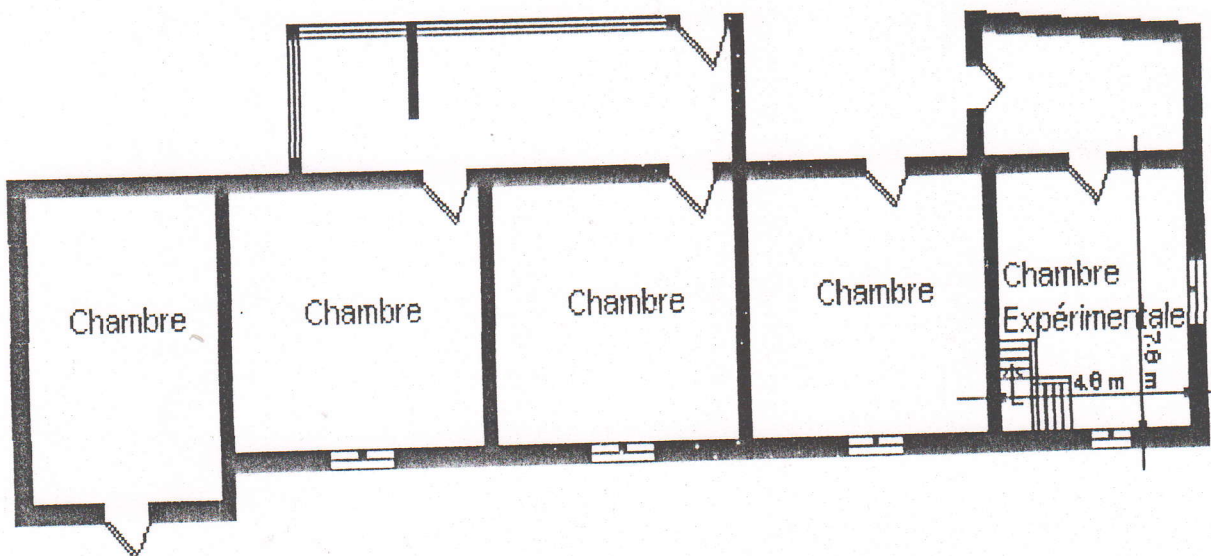


Fig. 4-2 : Plan de masse de la maison expérimentée

4-3-Confrontation des résultats expérimentaux et théoriques

Les mesures de températures ont été prises à l'aide de thermocouples cuivre-costantan (Type T) à acquisition à scanner, les thermocouples sont installés comme suit :

- Un thermocouple est placé sur la surface intérieure du plafond.
- Deux thermocouples sont placés au centre des orifices supérieurs et inférieurs.

La vitesse de l'air à la sortie des orifices a été mesurée en cinq points différents à l'aide d'un anémomètre à fil chaud (Model L.S.I Terman). La moyenne des cinq mesures donne la vitesse moyenne.

L'éclairement global sur un plan vertical orienté sud a été mesuré à l'aide d'un pyranomètre. Alors que la température extérieure a été mesurée avec un thermomètre digital model YEW 2809.

4-3-1 Température de sortie de l'air chaud

La courbe 4-3 illustre les températures calculées et les températures mesurées de l'air à sa sortie des tubes.

Nous constatons des formes sinusoïdales identiques pour les deux courbes, l'écart entre les deux températures atteint jusqu'à 3°C pour les valeurs maximales et ne dépasse pas 1°C pour les valeurs minimales.

Ces écarts peuvent être occasionnés par des erreurs de mesure et du fait que le calcul de la température de sortie se fait sur une tranche moyenne, alors que les mesures expérimentales sont ponctuelles.

4-3-2 Vitesse de sortie de l'air chaud

La figure 4-4 illustre la vitesse théorique et la vitesse expérimentale de sortie de l'air chaud des canaux.

Nous constatons que l'allure des deux courbes est similaire avec une bonne concordance entre les valeurs théoriques et les valeurs expérimentales.

4-3-3 Température intérieure du local

Les valeurs théoriques et les valeurs expérimentales sont portées sur la figure 4-5.

Nous constatons que les deux températures sont assez concordantes avec un écart n'excédant pas les 2 °C.

La courbe montre un certain déphasage à certains moments entre le modèle et la réalité. Ce déphasage pourrait provenir du fait que la température du local est mesurée près des orifices inférieurs, alors que le modèle théorique suppose une température uniforme dans toute la pièce.

Les ouvertures et fermetures des ouvrants, qui provoquent une entrée d'air frais, sont difficiles à classer dans le modèle théorique vu qu'ils ne sont pas prévisibles, ceci peut expliquer les chutes brusques des températures enregistrées.

4-3-4 Température du plafond

La figure 4-6 illustre les valeurs théoriques et les valeurs expérimentales.

Nous constatons un écart de 1°C lors de la première journée avant d'atteindre une parfaite concordance lors des autres journées.

La modélisation réalisée pour l'étude d'un habitat muni du système de chauffage passif a abouti à la mise en place d'un programme de simulation traduisant le comportement thermique de ce dernier. La confrontation des résultats auxquels aboutit le modèle avec ceux de l'expérience a montré une bonne concordance, ce qui en fait un modèle apte à être utilisé pour la suite de notre étude.

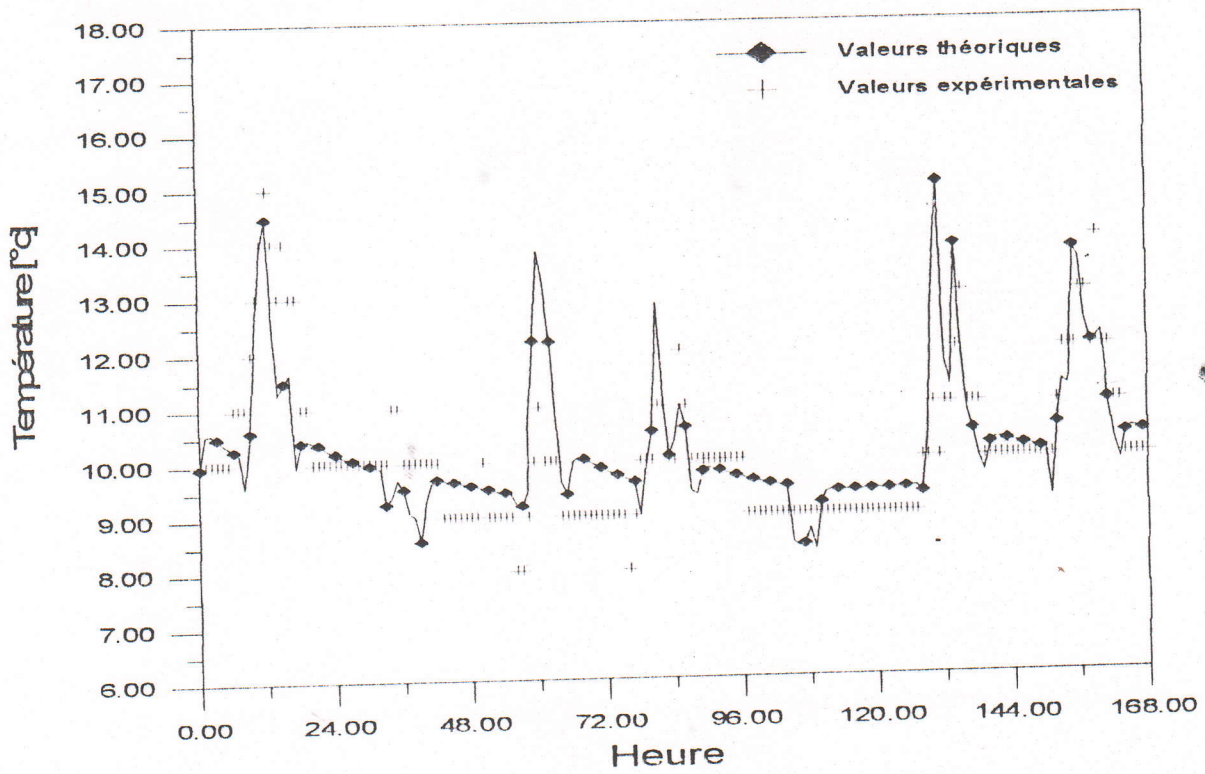


Fig. 4-3 : Comparaison de la température de sortie de l'air chaud

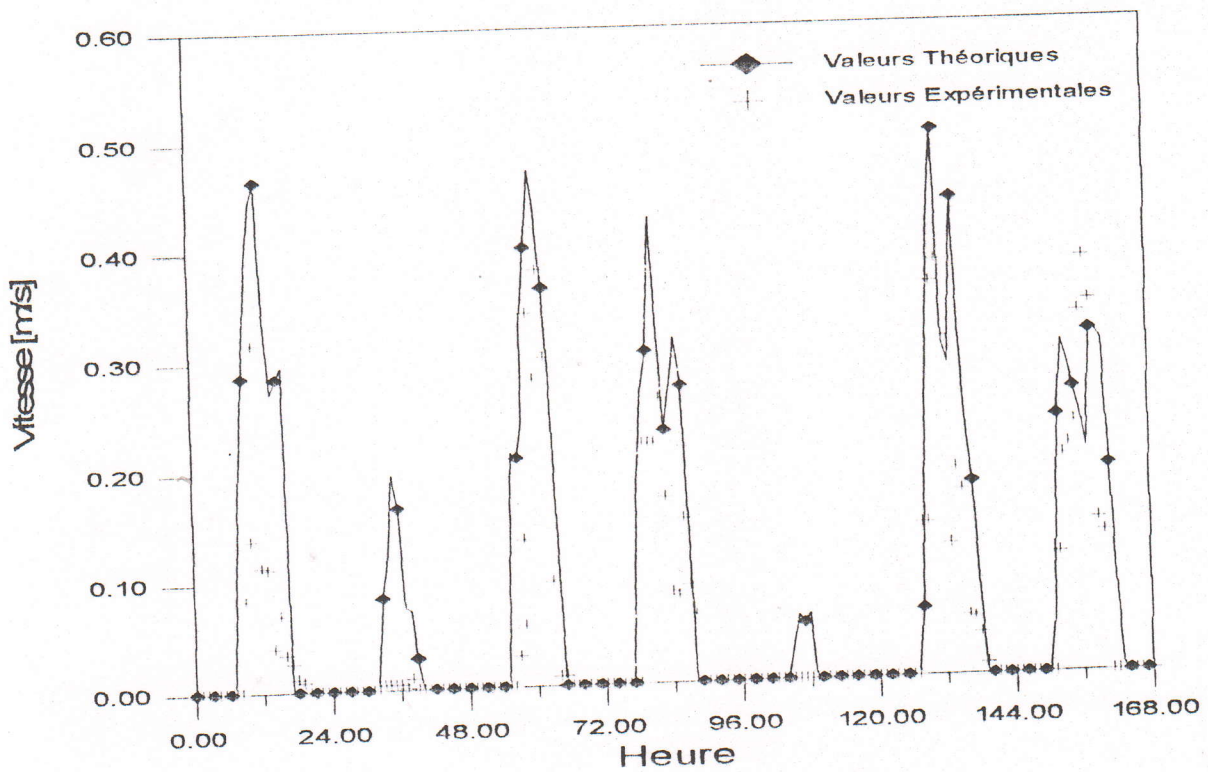


Fig. 4-4 : Comparaison de la vitesse de sortie de l'air des conduites.

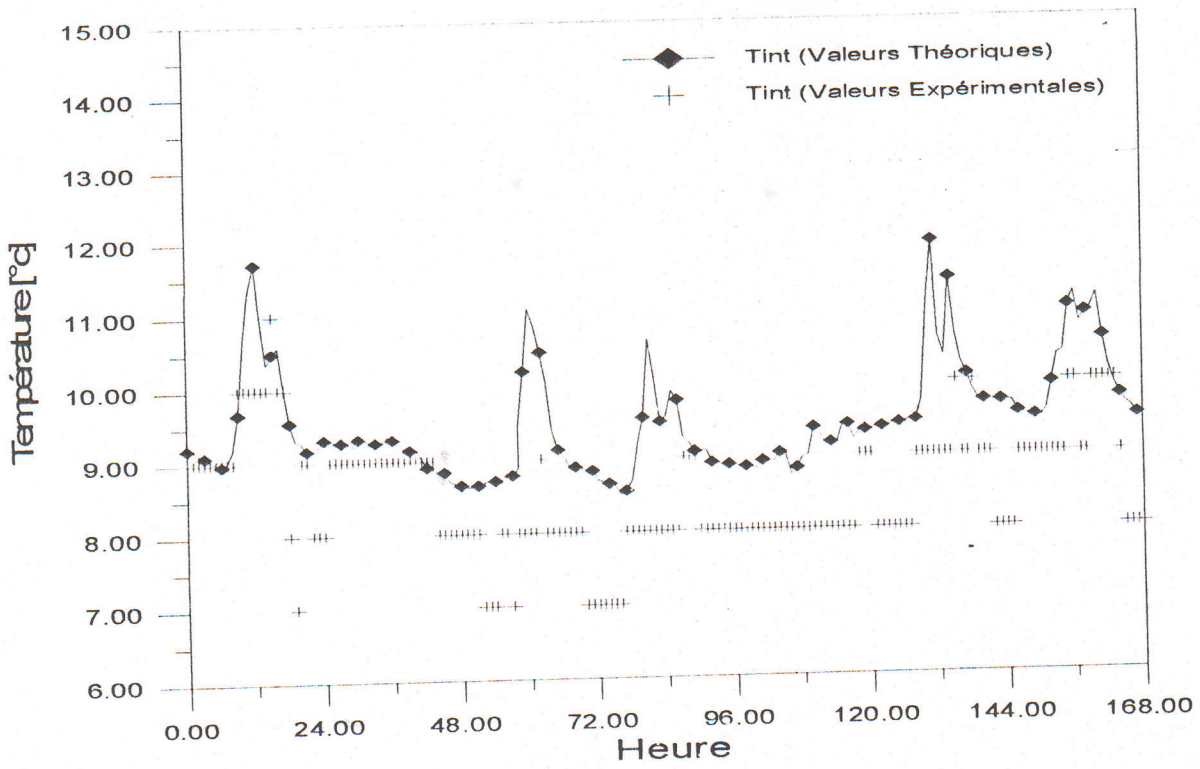


Fig. 4-5 : Comparaison de la température du local

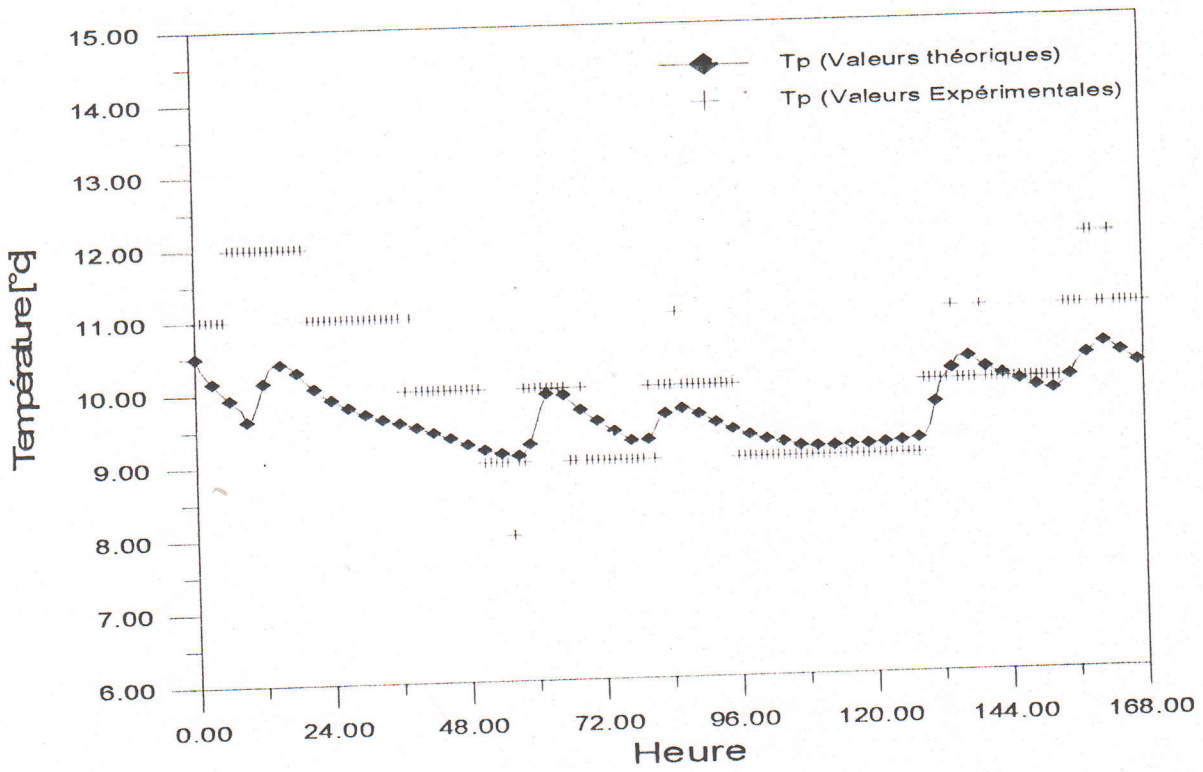


Fig. 4-6 : Comparaison de la température du plafond

CHAPITRE 5

EXPLOITATION ET DISCUSSION DES RESULTATS POUR LE CAS ALGERIEN

5-1- Introduction

Dans le début des années quatre-vingts, l'urbanisme en général et l'habitat particulier sont devenus une des préoccupations essentielles de l'état algérien. Ces deux sujets ont d'abord été l'objet d'une réflexion visant à définir et à tracer les cadres légaux et institutionnels par l'adoption d'une série de règlements de construction et de gestion de l'espace, notamment la politique du logement et les mécanismes de réalisation, promotion et de distribution.

5-2- Présentation du parc immobilier

Le parc immobilier existant en Algérie est constitué d'environ 3.518.000 logements d'après des statistiques de 1993, ces logements sont répartis comme suit [16] :

Immeubles	Maisons individuelles	Maisons traditionnelles	Autres constructions*	Total
728.226	1.880.371	694.805	214.598	3.518.000
20.7%	53.45%	19.75%	6.1%	100%

*Etablissements+Habitats précaires.

Tableau. 5.1 : Parc immobilier en Algérie

L'habitat individuel, qui représente plus de 50% du parc immobilier, est un modèle inspiré des villas coloniales. Cette typologie très recherchée par la famille algérienne s'est démarquée par rapport au cadre bâti à partir des années 80. Elle s'est avérée être une des solutions pour surmonter la crise du logement que connaît le pays.

L'habitat individuel possède une forme cubique qui fait le lien entre la villa type coloniale et le bâtiment à appartements [16]. Cette forme cubique est dû essentiellement à :

- La recherche d'un maximum d'espace habitable, qui se traduit par une forte densité d'emprise au sol, et la multiplication des niveaux.
- Le retrait par rapport à la limite de la propriété voisine et par rapport à la rue, qui va jusqu'aux limites admissibles par les cahiers de charges.
- La préférence de la terrasse accessible.
- La cage d'escalier est toujours un bloc vertical indépendant du reste de l'espace, dans un souci de départage de l'habitation en plusieurs appartements.

5-3- Composition d'une habitation type

Une habitation type s'étend sur une surface comprise entre 200 et 500 m², elle est constituée d'un R.d.C +2 niveaux où chaque niveau représente un appartement. Cette forme de découpage est une alternative liée à la forme de la famille qui est constituée de plusieurs ménages.

R.d.C : La hauteur du R.d.C est comprise entre 3 et 4 m et comprenant généralement :

- Garage ou espace réservé à un usage commercial.
- Séjour.
- Cuisine.
- Chambres.
- Salle de bain.
- W-C.
- Cour /Jardin.

1^{er} étage :

- Séjour.
- Cuisine.

- Chambres.
- Salle de bain.
- W-C.
- Balcon /loggia.

2^{ème} étage.

- Séjour.
- Cuisine.
- Chambres.
- Salle de bain.
- W-C.
- Balcon /loggia.

Terrasse

5-4- Comportement du système Barra-Costantini dans la région d'Alger

Le modèle théorique étant validé, nous allons maintenant l'utiliser pour étudier le comportement thermique d'une chambre munie du système (B-C) dans les conditions climatiques de la région d'Alger, tout en faisant varier quelques paramètres caractéristiques qui peuvent influencer sur les performances du système. La chambre étudiée, qui fait partie d'une maison type (voir figure 5-1), a les dimensions suivantes :

Largeur : 3.7 m.

Longueur : 4.5 m

Hauteur : 3.06 m

Le capteur est constitué d'un double vitrage de 4 mm d'épaisseur, il est connecté à 5 canaux situés dans le plafond de 50 cm de largeur et 10 cm de hauteur chacun. La distance mur vitrage est égale à 20 cm.

Le plafond est en béton armé de 20 cm d'épaisseur. Les pièces adjacentes sont supposées maintenues à une température constante de 18°C.

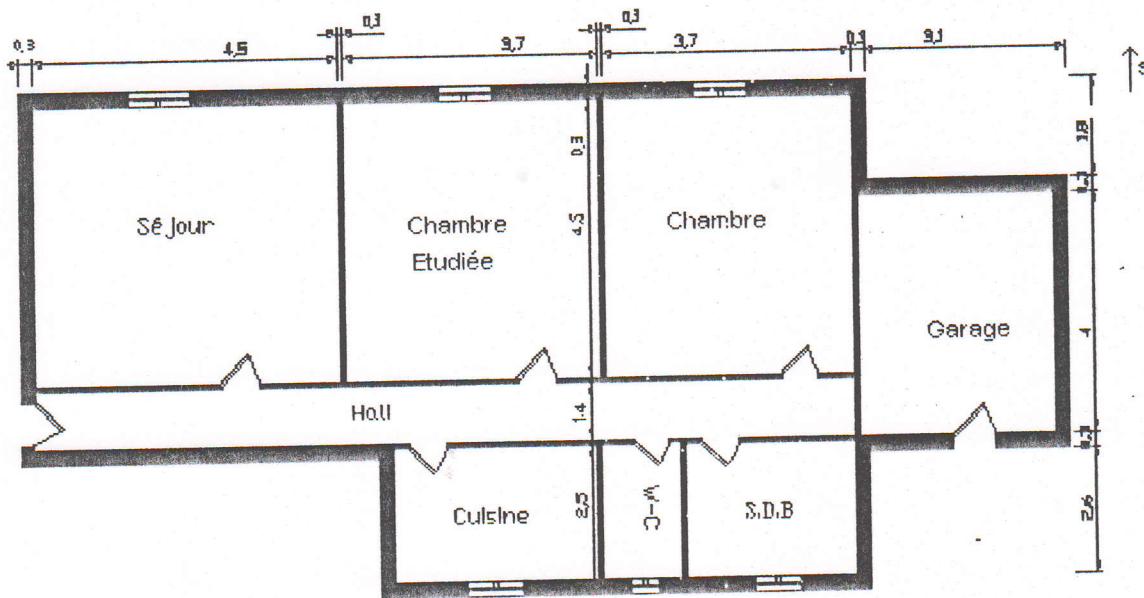


Fig. 5-1 : Plan RDC d'une habitation type

Tableau 5-2 : Catéchistiques physiques du mur capteur

Elément constituant le mur	Epaisseur [m]	Capacité Thermique [J/kg.K]	Masse Volumique [kg/m ³]
Enduit intérieur en plâtre	0.01	800	1000
Parpaing creux	0.15	900	1900
Polystyrène expansé	0.04	1200	11
Enduit extérieur mortier	0.01	840	1950

Tableau 5-3 :Caractéristiques physiques du plafond

Elément constituant le plafond	Epaisseur [m]	Capacité Thermique [J/kg.K]	Masse Volumique [kg/m ³]
Enduit intérieur en plâtre	0.01	800	1000
Dalle en béton armé	0.20	920	2300
Polystyrène expansé	0.04	1200	11
Sable et mortier de pose	0.03	712	1650
Revêtement en carreaux de granito	0.02	840	1950

Tableau 5-4 : Caractéristiques physiques de l'absorbeur [18]

Type	Tôle en acier	
Grandeur	Dimension	
Largeur	4.8 m	
Hauteur	3.06 m	
Epaisseur	6/10	
Capacité Thermique	473 J/kg.K	
Masse volumique	7850 kg/m ³	

Le dispositif est implanté sur la façade sud (voir figure 5-2). Cette orientation est préférable aux autres orientations, car comme le montre la figure 5-3, un vitrage vertical présente une surface importante aux rayons solaires pendant l'hiver et une surface très réduite en été lorsque la chaleur ne doit pas pénétrer dans la pièce évitant ainsi les risques de surchauffes.

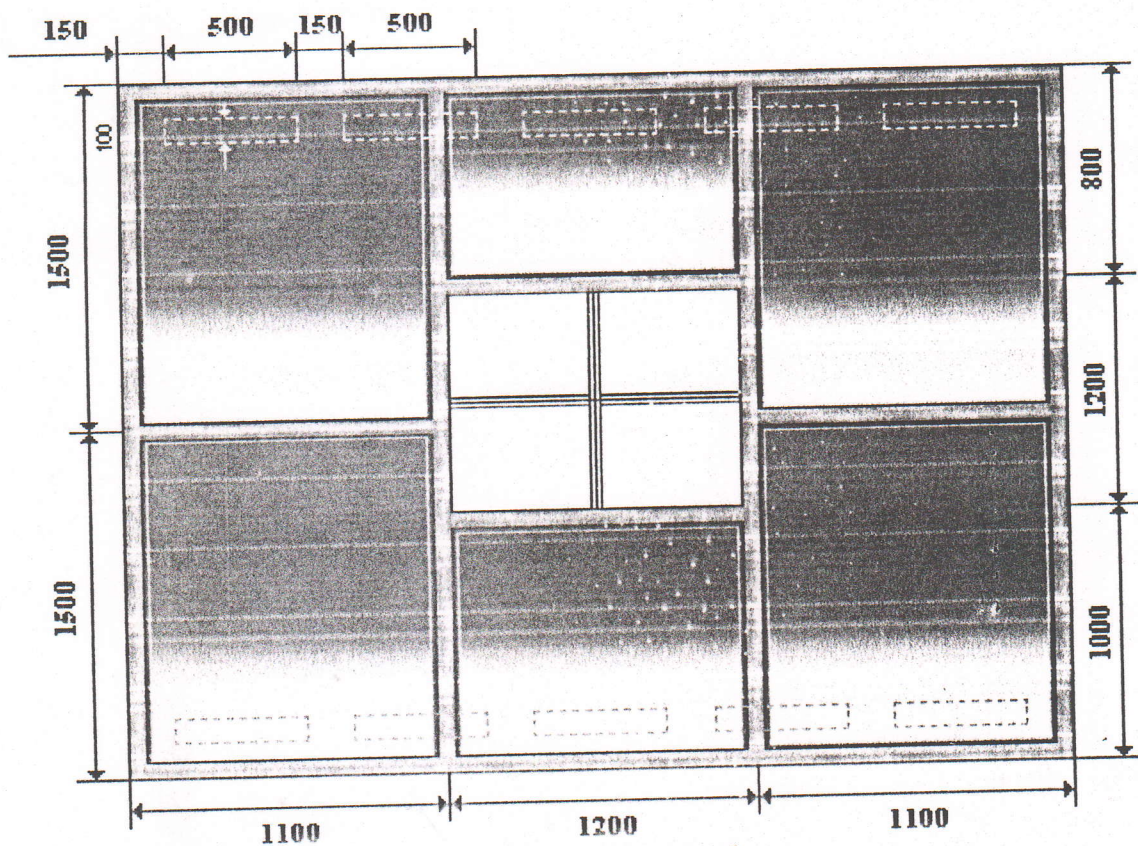


Fig. 5-2 : Façade sud

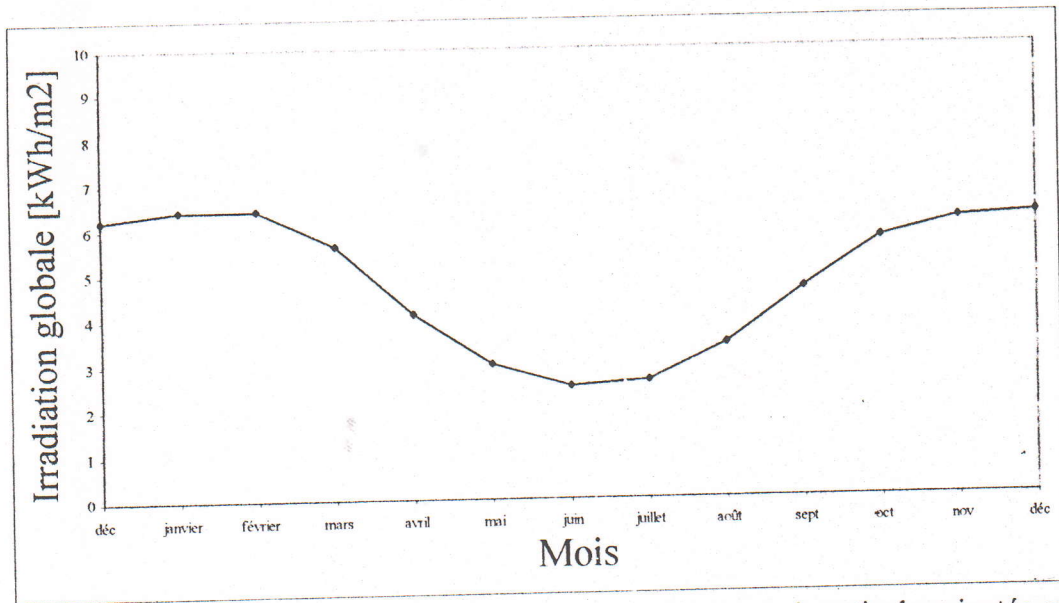


Fig. 5-3 : Irradiation globale reçue par jour claire sur une paroi verticale orientée sud

La figure 5-4 montre les températures extérieures et l'ensoleillement du site pendant six jours du mois de janvier 1986. Ces valeurs ont été mesurées au niveau du C.D.E.R. (Bouzaréah, Alger).

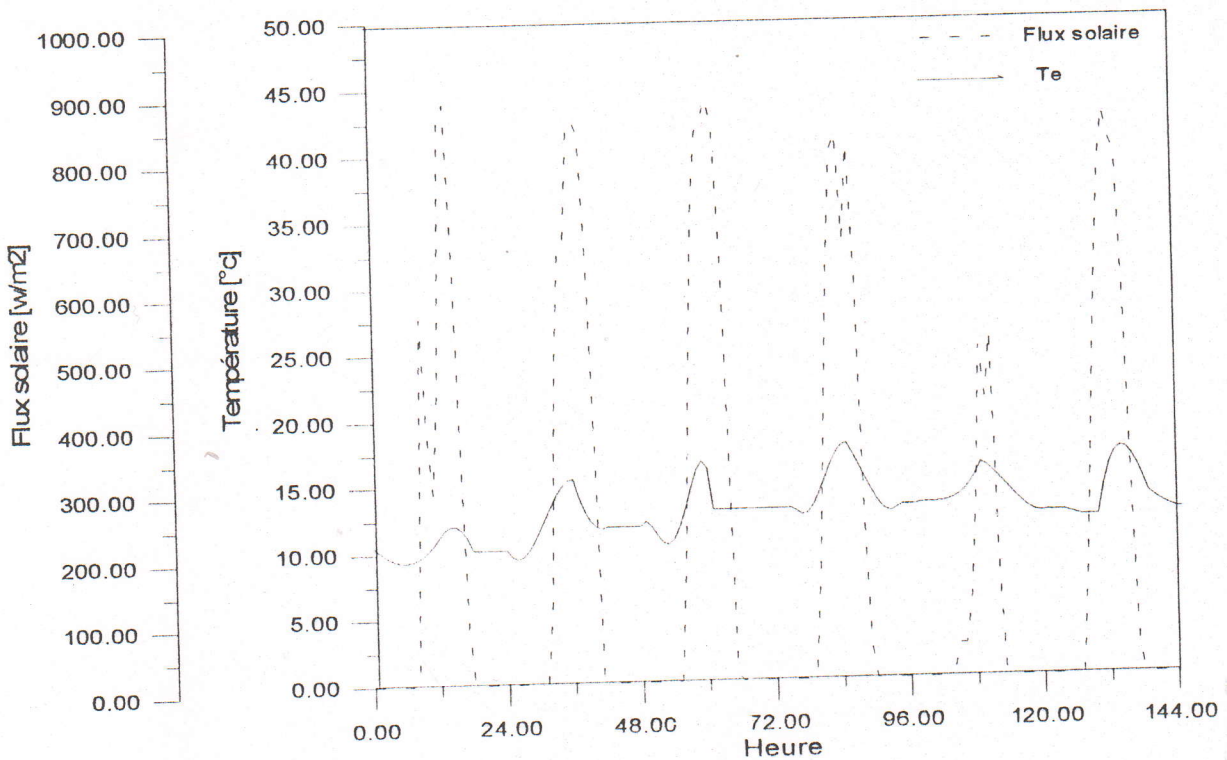


Fig. 5-4 : Conditions extérieures du site en hiver

L'étude du rendement d'un système passif repose sur l'équilibre Economie d'énergie–Confort. Le succès d'un dispositif de chauffage passif dépend des économies d'énergie apportées et du confort thermique qu'il engendre, ce confort repose sur :

1. Les températures des parois doivent être proches pour que la sensation éprouvée soit la même dans les différentes parties de la pièce.
2. L'air chaud à sa sortie des canaux doit être à une faible vitesse et une température qui ne doit pas causer une sensation d'inconfort.
3. Il faut éviter tout spécialement l'apparition concomitante d'une forte température et d'une forte humidité relative qui pourrait provoquer une sensation d'étouffement.
4. La température intérieure de la pièce ne doit pas présenter de grandes fluctuations.

Les normes de confort que doit satisfaire un logement en période hivernale et pour lesquelles un vêtement de tenue intérieur est admis sont les suivants[19] :

- a) La température opérative, qui correspond à la température effectivement ressentie, doit être comprise entre 20°C et 24°C pour une humidité relative de l'ordre de 50%.
- b) La différence verticale de la température entre 1,1 m et 0,1 m au-dessus du sol de l'air doit être inférieure à 3°C.
- c) L'asymétrie de température des fenêtres ou d'autres surfaces verticales doit être inférieure à 10°C (par rapport à un petit élément plan vertical au-dessus du sol).
- d) L'asymétrie de température du plafond doit être inférieure à 5°C (par rapport à un petit élément plan horizontal 0,6 m au-dessus du sol).

La zone de confort, pour une personne légèrement habillée, est délimitée par un ' polygone de confort' (figure 5–5) représentant les couples (Température résultante–Humidité relative) [40]. La température résultante est définie comme la moyenne entre la température de l'air et celle des parois. Pour des systèmes de chauffage à dominance par rayonnement la température résultante est assimilée à la température ambiante vu que les parois sont à des températures voisines de celle du local.

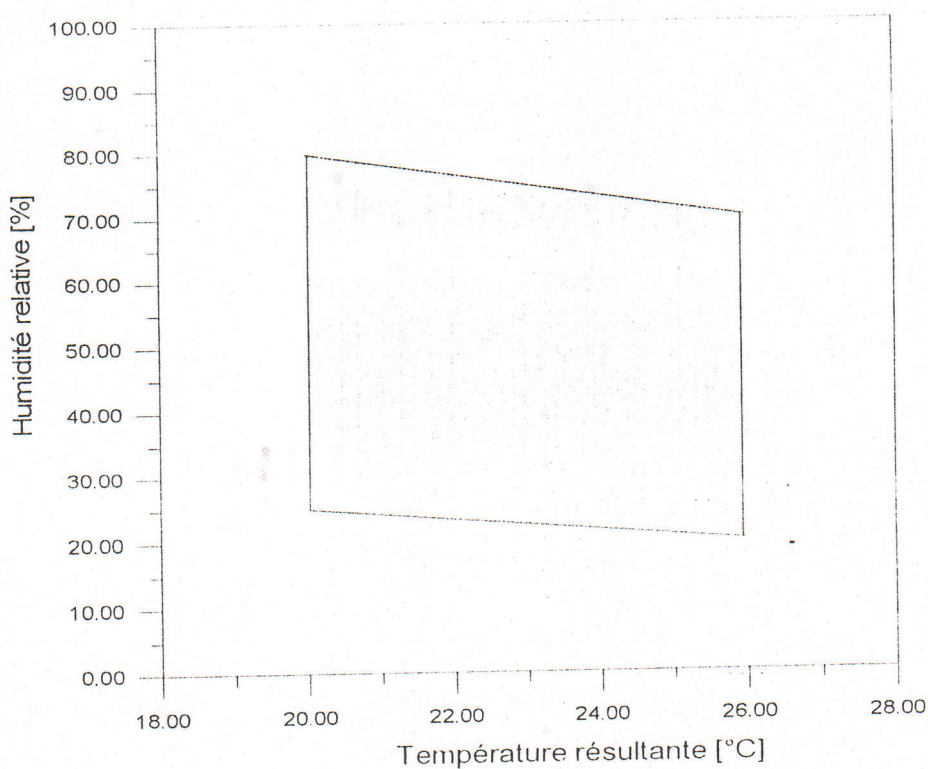


Fig. 5-5 : Polygone de confort

Les figures 5-6 et 5-7 illustrent respectivement les valeurs calculées de la vitesse et de la température de l'air à sa sortie des canaux situés dans le plafond, nous constatons que la température de l'air chaud ne dépasse pas 24°C avec une vitesse atteignant un maximum de 0.6 m/s.

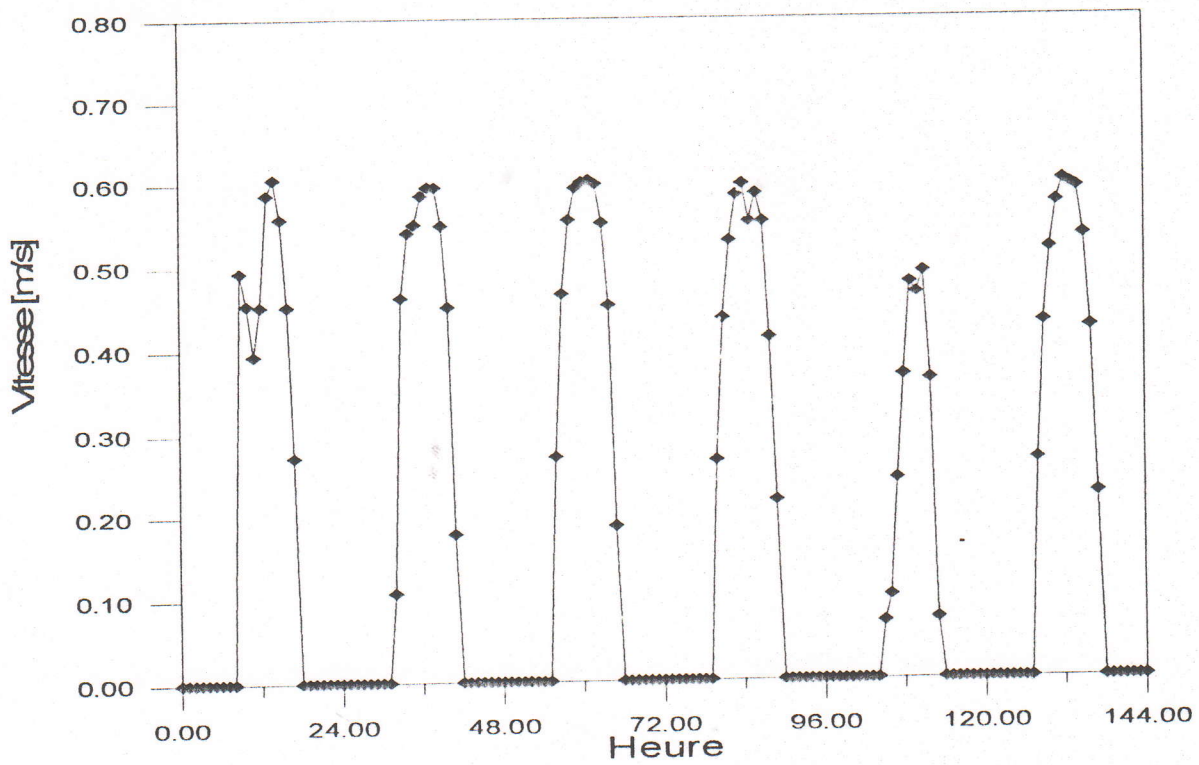


Fig. 5-6 : Vitesse de sortie de l'air des orifices

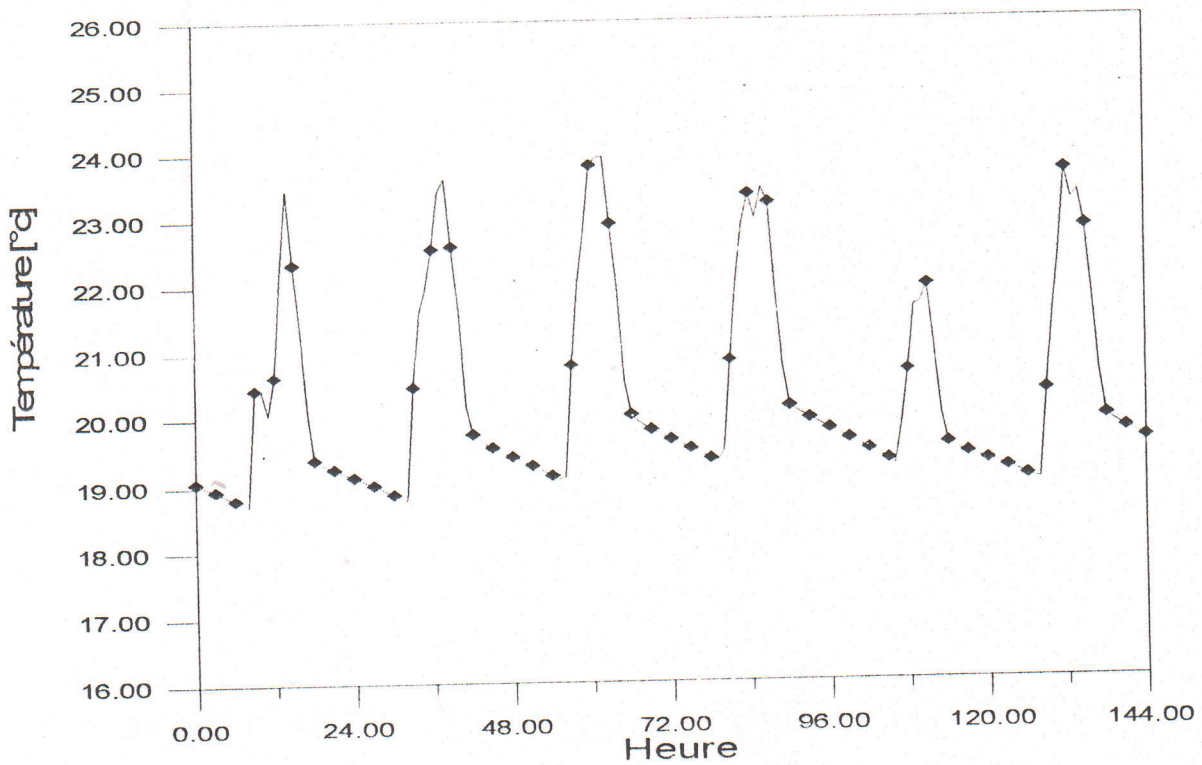


Fig. 5-7 : Température de sortie de l'air chaud

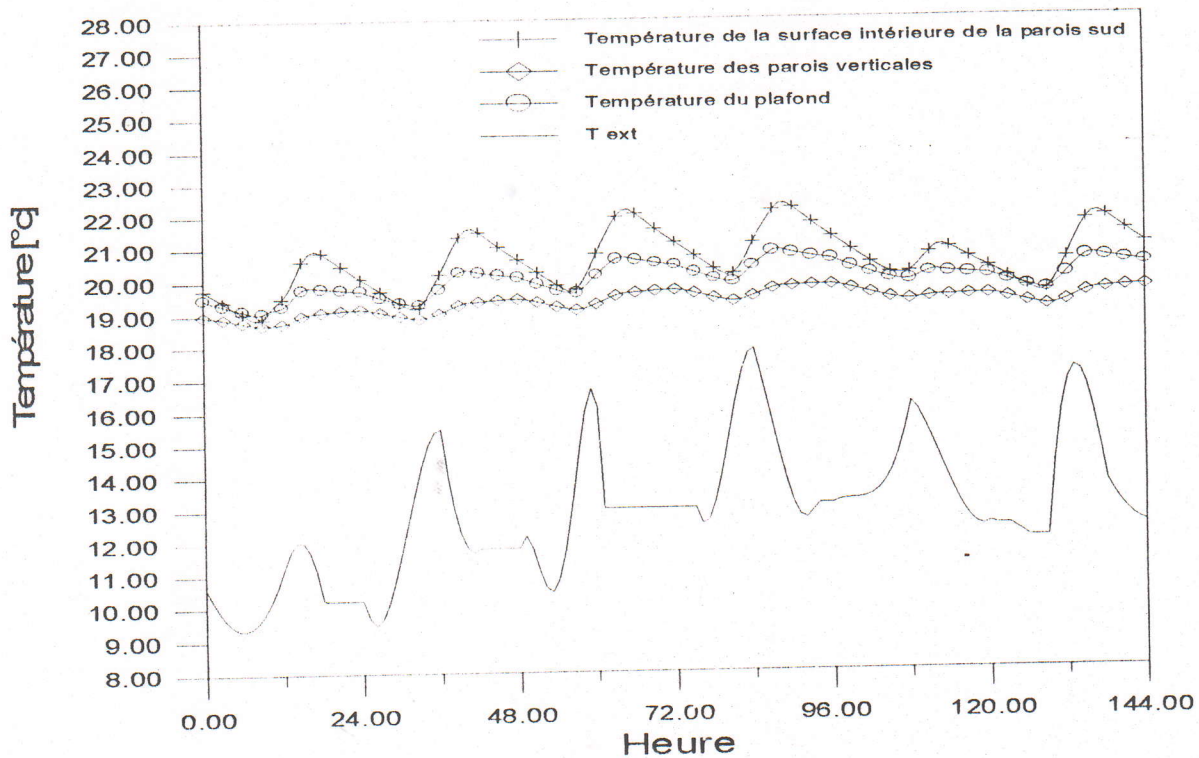


Fig. 5-8 : Température des parois

La figure 5-8 représente l'évolution de la température des différentes parois du local. En raison de leur forte inertie, les parois en maçonnerie auront tendance à réagir lentement aux évolutions de la température extérieure et joueront le rôle de masses thermiques, stockant la chaleur durant l'heure de pointe pour la restituer après un certain moment. En comparant les pics des courbes de variation de la température extérieure et celle des parois nous pouvons remarquer que le temps de réponse est d'environ 5h, c'est le temps que met la chaleur pour traverser les murs, ce temps de réponse peut varier en fonction de l'épaisseur et de la capacité calorifique des parois.

L'examen de la figure 5-8 montre l'effet de la circulation de l'air chaud dans le plafond sur la température de celui-ci. En absorbant une partie de la chaleur que fait circuler le fluide caloporteur, le plafond joue un rôle de régulateur thermique en emmagasinant cette chaleur pour la restituer durant la nuit

Pour pouvoir apprécier le gain que nous apporte notre système de chauffage, nous avons effectué une comparaison entre une chambre munie du système Barra-Costantini et un local classique (voir figure 5-9). Nous constatons un gain de chaleur en faveur de la chambre muni

du système de chauffage permettant une élévation de la température ambiante de $1,5^{\circ}\text{C}$ la nuit à 3°C le jour, avec une température intérieure agréable oscillant entre 18°C et 22°C et atteignant son maximum vers 15h.

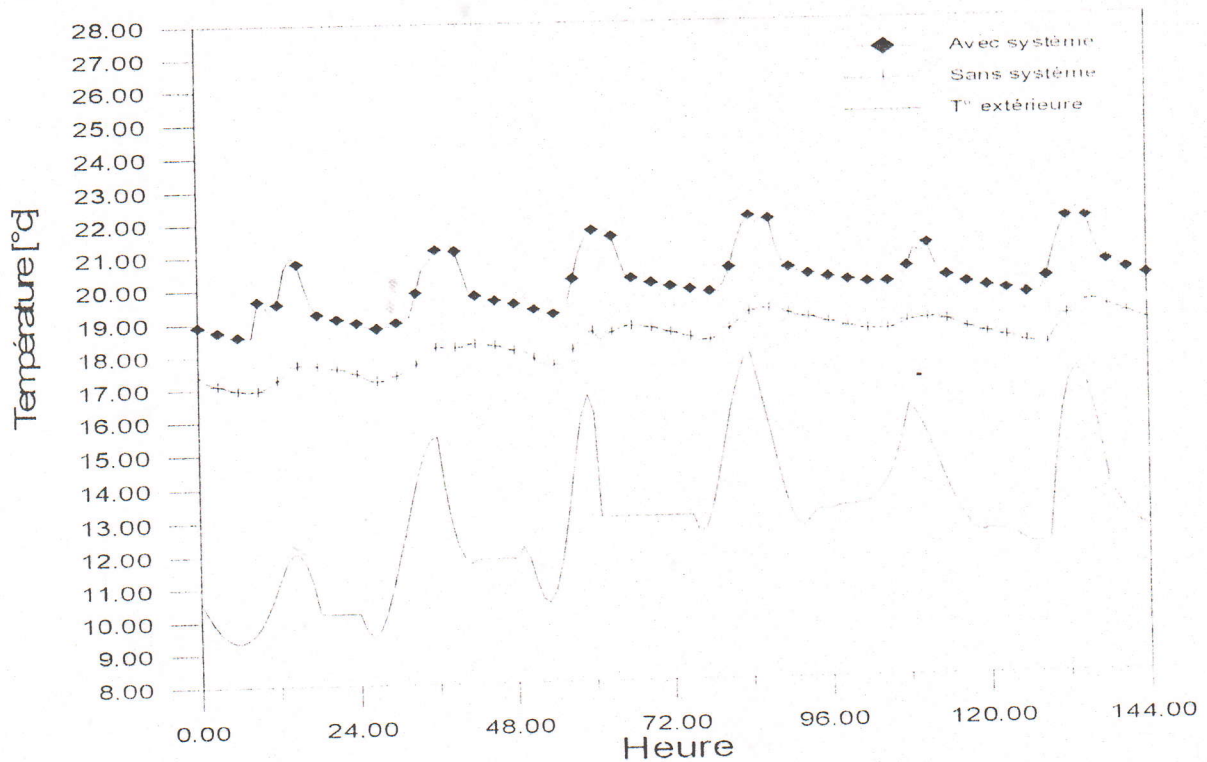


Fig. 5-9 : Température intérieure du local.

La figure 5-10 donne les variations de la température des deux vitres qui forment le capteur, nous remarquons que l'allure des courbes ressemble à celle du rayonnement solaire (Fig. 5-4). Compte tenu de leur faible inertie, les parois vitrées réagissent vite aux évolutions du climat, alors que leurs températures restent proches de la température extérieure en absence du rayonnement solaire.

L'utilisation d'un double vitrage est souvent une solution adoptée par les concepteurs pour limiter les pertes de chaleur vers l'extérieur du capteur, malheureusement cette mesure a deux inconvénients majeurs, premièrement elle diminue la quantité du rayonnement solaire transmis, et deuxièmement elle augmente l'investissement initial. La figure 5-11 montre l'influence de la mise en place d'un double vitrage sur la température intérieure du local, nous remarquons que l'allure des courbes est similaire, ceci est dû au fait que le mur sud est isolé sur sa partie extérieure réduisant ainsi les pertes de chaleur durant la nuit. De ce fait la mise en

place d'un deuxième vitrage est injustifiée puisque le rendement du dispositif ne se trouve pas amélioré.

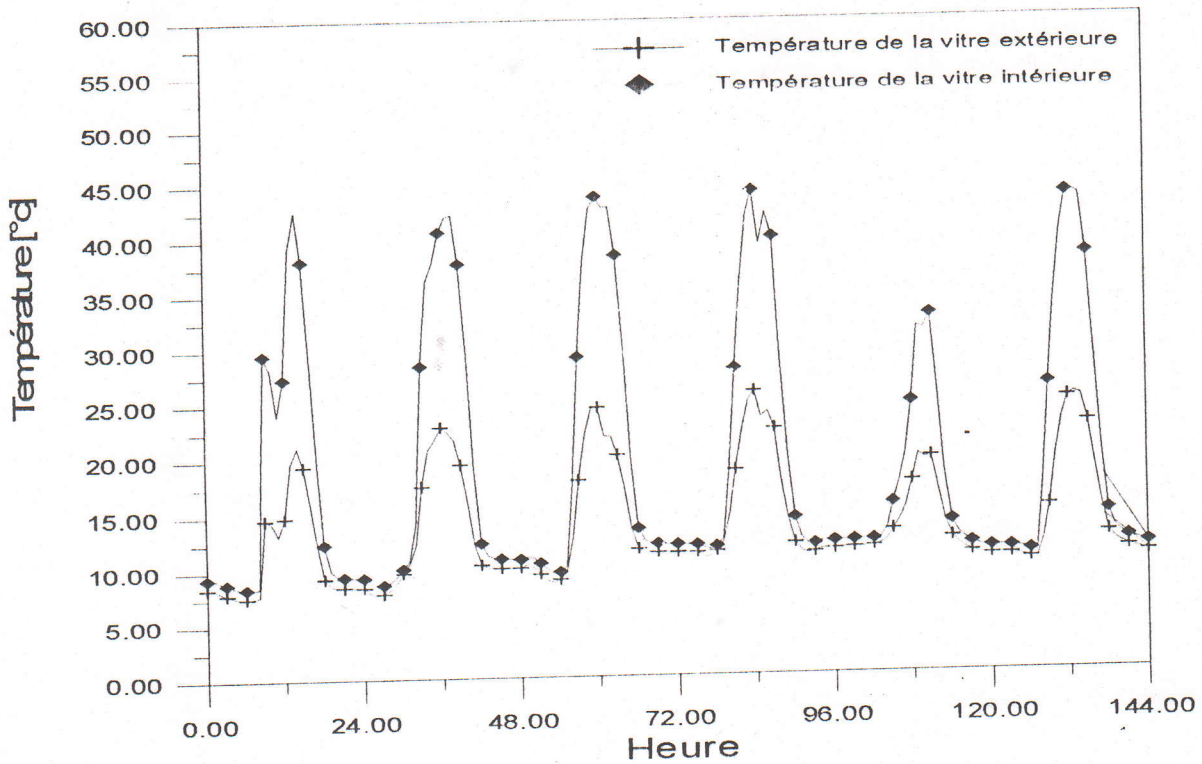


Fig. 5-10 : Température des vitres.

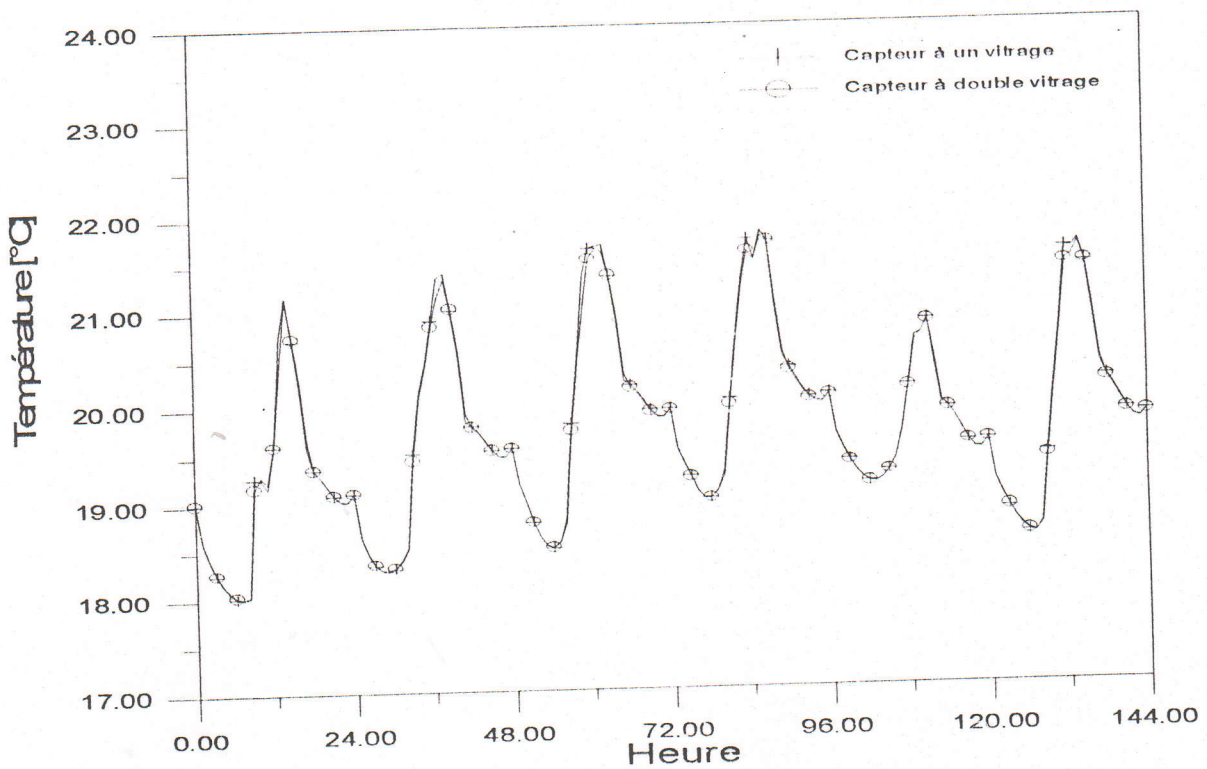


Fig. 5-11 : Influence du nombre de vitrage sur la température intérieure

L'intérêt de mettre une isolation thermique sur la partie extérieure de la paroi sud plutôt que la partie intérieure est motivé par deux points : premièrement la température de la face extérieure du mur va s'élever rapidement, d'où une plus grande quantité de chaleur transmise à l'air dans le canal, et deuxièmement profiter de l'inertie thermique du mur. Avec une isolation extérieure le réchauffement de la pièce est lent mais le refroidissement l'est aussi, contrairement à une isolation intérieure où le réchauffement et le refroidissement se font rapidement.

La figure 5-12 représente l'influence de l'emplacement de l'isolation sur la température de la pièce. Nous remarquons que le rendement est nettement meilleur pour le cas avec isolation extérieure, surtout durant les journées ensoleillées où l'apport du flux par thermocirculation se fait ressentir.

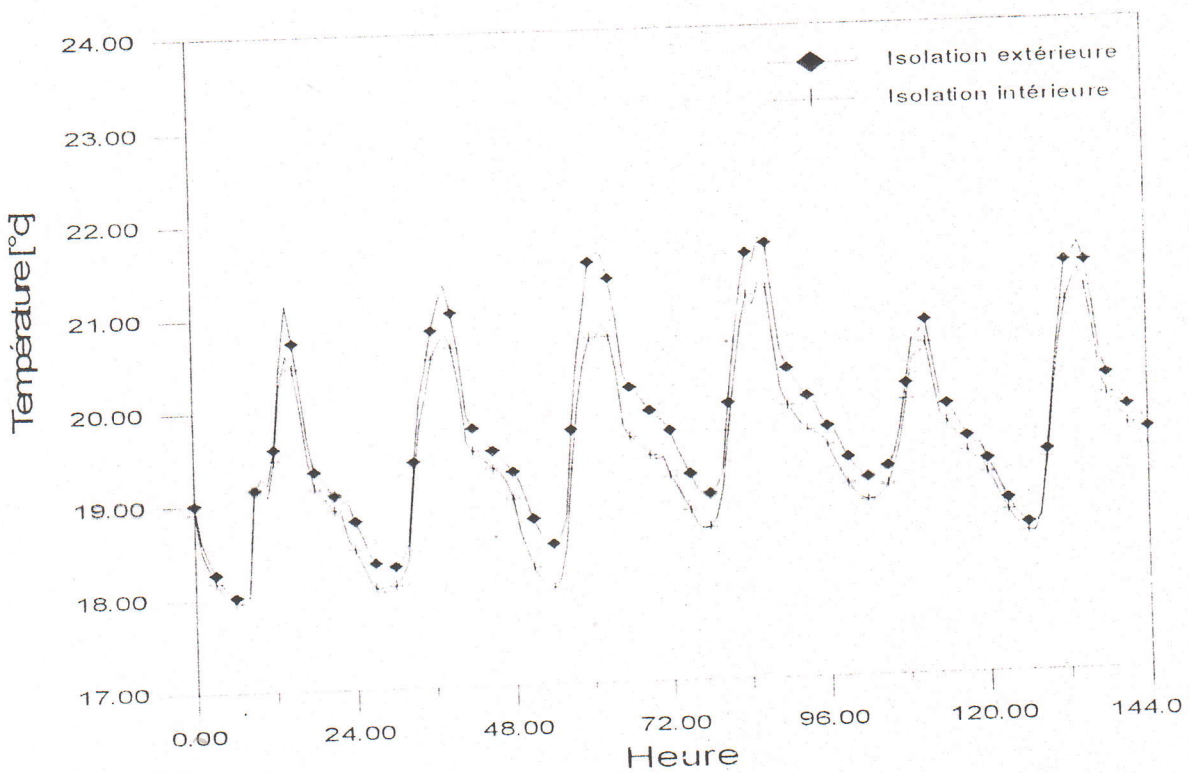


Fig. 5-12 : Influence de l'emplacement de l'isolation sur la température ambiante

5-4-1- Débit de l'air et flux de chaleur par thermocirculation dans les conduites

Les deux espaces situés de part et d'autre de l'absorbeur constituent deux canaux pour une double circulation de l'air, ce dernier au contact de l'absorbeur chauffé par les rayons du soleil va s'élever naturellement et pénétrer dans les cinq canaux situés dans le plafond. La courbe 5-13 représente le flux de chaleur qui s'écoule par thermocirculation et qui pénètre au local à travers les orifices.

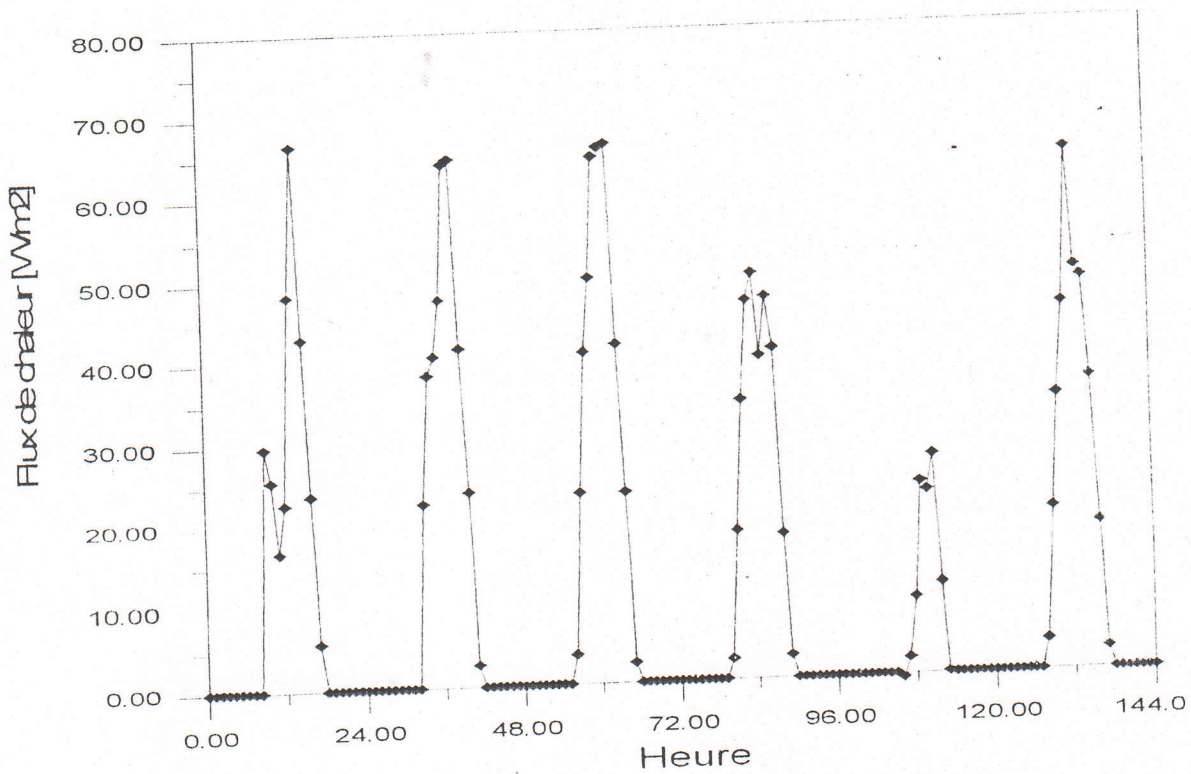


Fig. 5-13 : Flux de chaleur par thermocirculation.

La courbe 5-14 illustre le débit massique de l'air qui circule naturellement à travers les orifices, pour étudier l'influence de la surface de ces derniers nous avons simulé le comportement du local pour trois cas différents. On s'est placé dans le cas d'un système muni de cinq ouvertures et une distance mur-vitrage = 2×10 cm. Pour les différentes surfaces des orifices, nous pouvons remarquer que :

1. L'allure des courbes est similaire à celle du rayonnement solaire reçu par la surface du capteur, ceci est dû au fait que le flux de chaleur échangé par thermocirculation est lié à la température de l'absorbeur qui dépend directement de l'intensité du rayonnement solaire.
2. La quantité de l'air transmis par thermocirculation augmente légèrement en augmentant la surface des orifices, néanmoins l'effet de cette augmentation reste négligeable sur la température intérieure de la pièce.

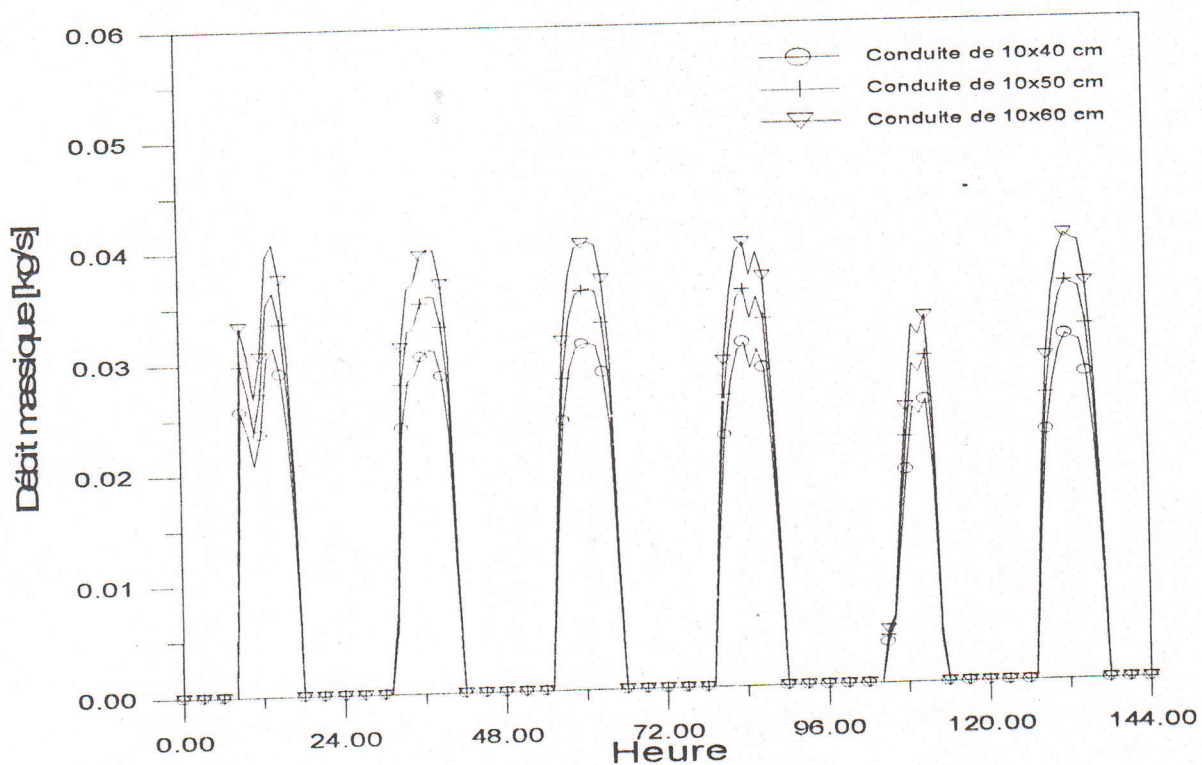


Fig. 5-14 : Débit massique pour différentes surfaces des orifices

5-4-2- Influence de l'absorbeur sur le comportement du système

La mise en place d'un absorbeur entre le vitrage et le mur a pour but d'augmenter la quantité d'énergie transmise par le fluide caloporteur, et ainsi assurer une circulation de l'air dans les canaux se trouvant dans le plafond. Afin d'estimer l'importance de la mise en place de l'absorbeur entre le mur et le vitrage, nous avons simulé le comportement du même local dans les trois cas suivants :

1. Local classique.
2. Local muni du système Barra-Costantini.

3. Local muni du système Barra-Costantini en supprimant l'absorbeur et avec les caractéristiques suivantes :
- a) Distance mur vitrage égale à 10 cm.
 - b) Simple vitrage.
 - c) Nous considérons deux couleurs différentes de la face extérieure du mur (couleur noire, coefficient d'absorptivité $\alpha=0.9$ et couleur grise, coefficient d'absorptivité $\alpha=0.7$).

L'étude du comportement des trois locaux nous a amené aux conclusions suivantes : (figures 5-15 et 5-16).

1. Le dispositif avec absorbeur est plus performant que celui sans absorbeur.
2. La température de la face intérieure du mur sud, dans le cas du système sans absorbeur, varie avec de grandes amplitudes et atteint des valeurs assez importantes ce qui influe négativement sur le confort intérieur.
3. La couleur sombre est la couleur recommandée pour une meilleure efficacité du capteur.

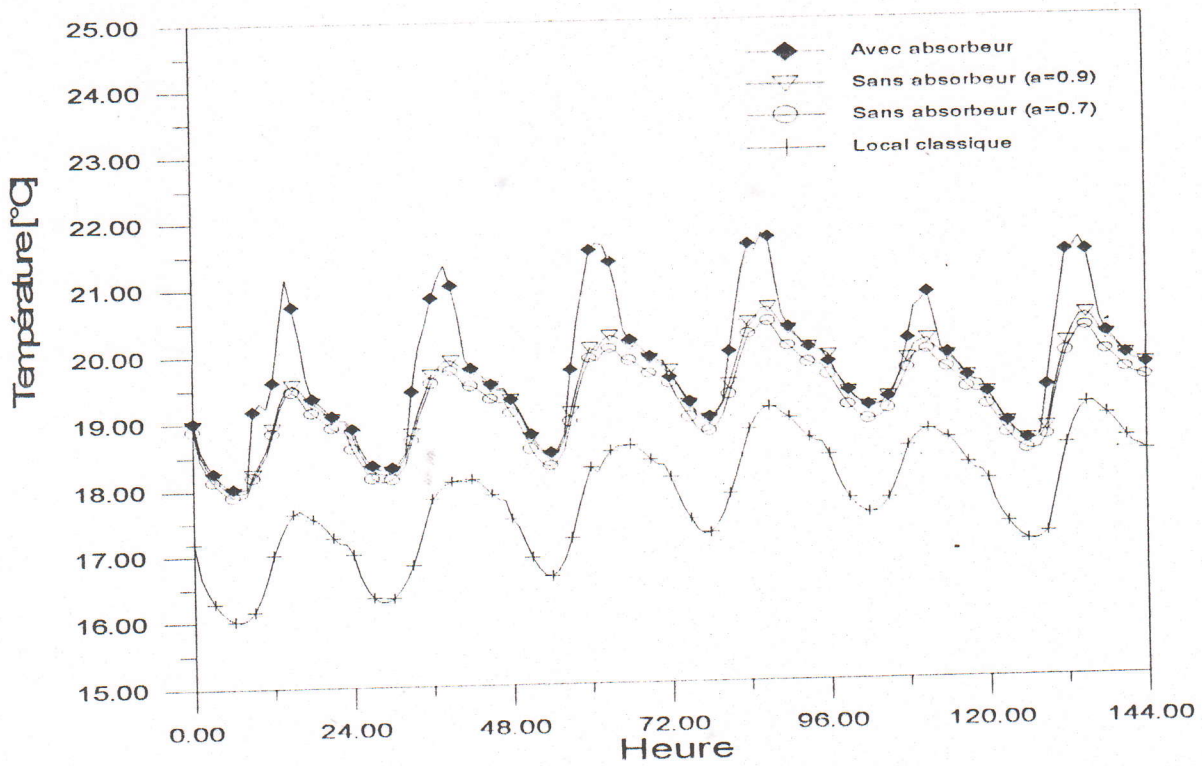


Fig. 5-15 : Influence de l'absorbeur sur la température intérieure du local

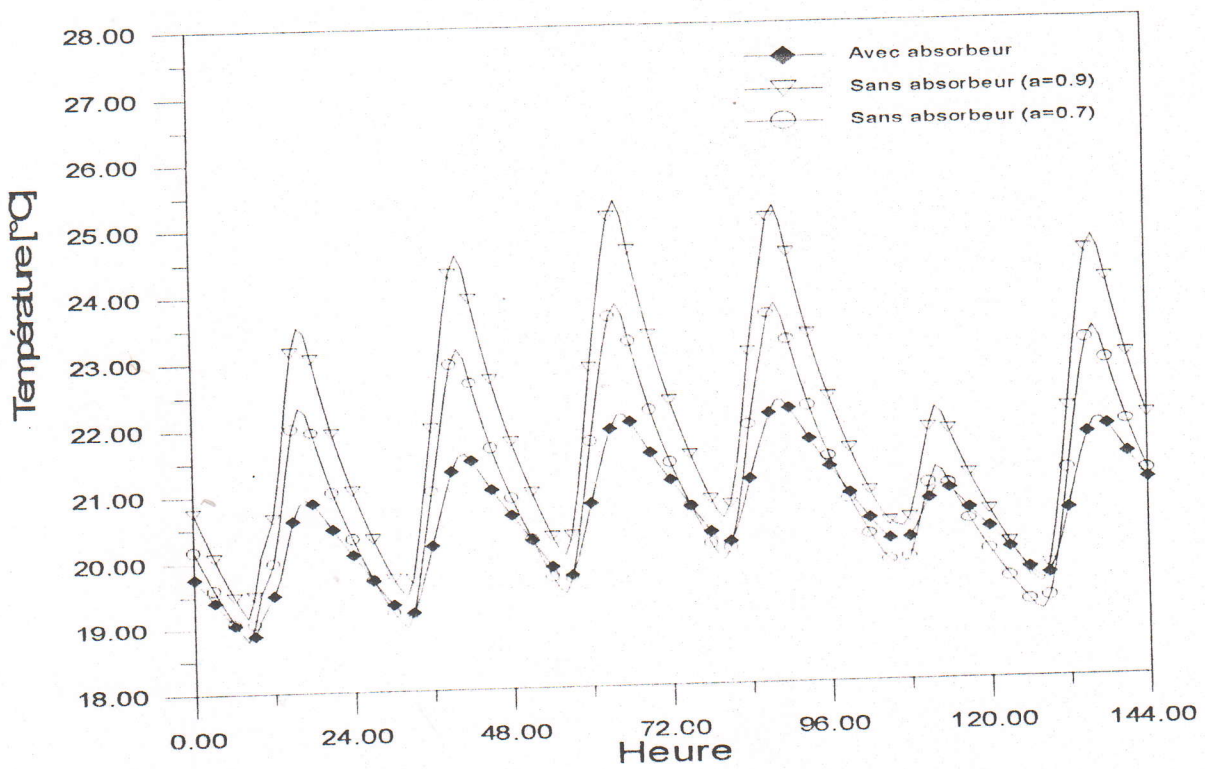


Fig. 5-16 : Température de la surface intérieure de la paroi sud.

Le système peut être utilisé pour le chauffage des pièces ayant une façade dirigée vers le nord, l'air chaud qui circule dans le plafond sera injecté directement à l'intérieur de ces chambres. (Figure 5-17).

La variation de la température intérieure de la chambre étudiée précédemment est donnée par la figure 5-18, dans ce cas les gains de chaleur se font uniquement par convection et rayonnement.

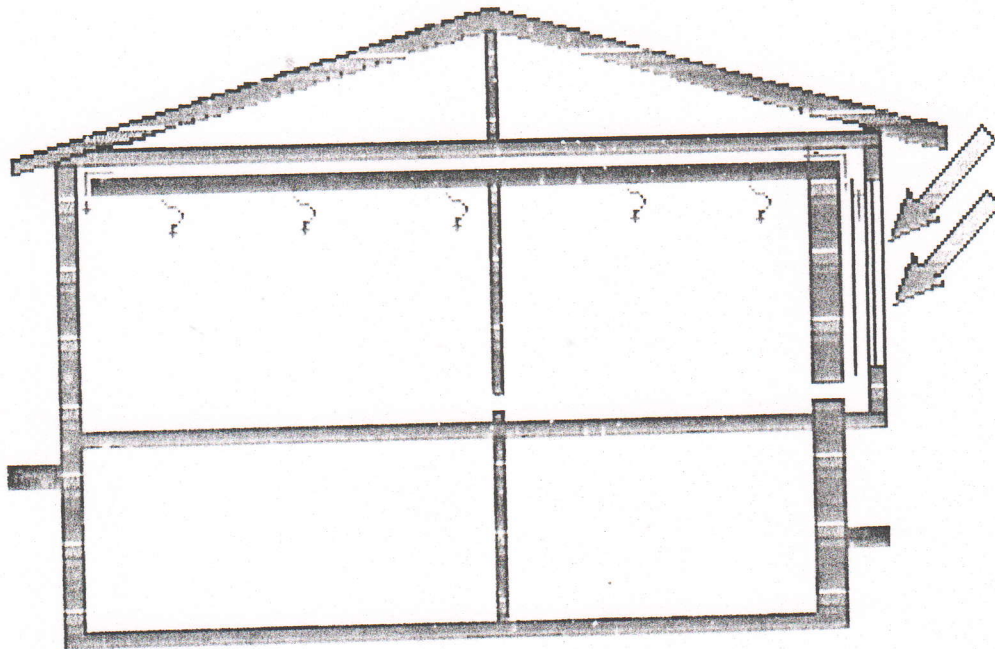


Fig. 5-17 : Chauffage des pièces situées au nord.

Nous constatons un gain de chaleur se traduisant par une élévation de la température ambiante de 1°C à 1.5°C en faveur de la chambre munie du système de chauffage. En comparant le gain de chaleur en terme d'élévation de température ambiante de ce cas et de celui étudié précédemment, nous pouvons apprécier l'apport de l'air chaud circulant par thermocirculation et sa participation à un chauffage instantané de la pièce. (figure 5-19).

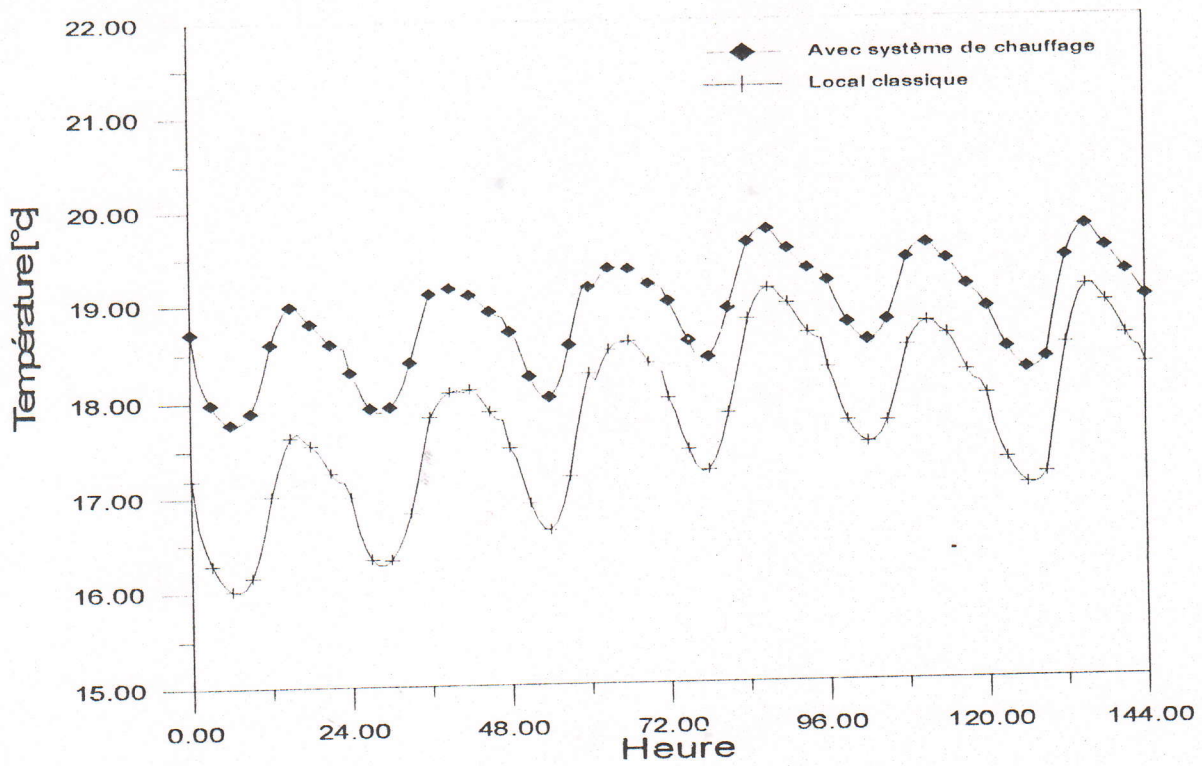


Fig. 5-18 : Evolution de la température intérieure

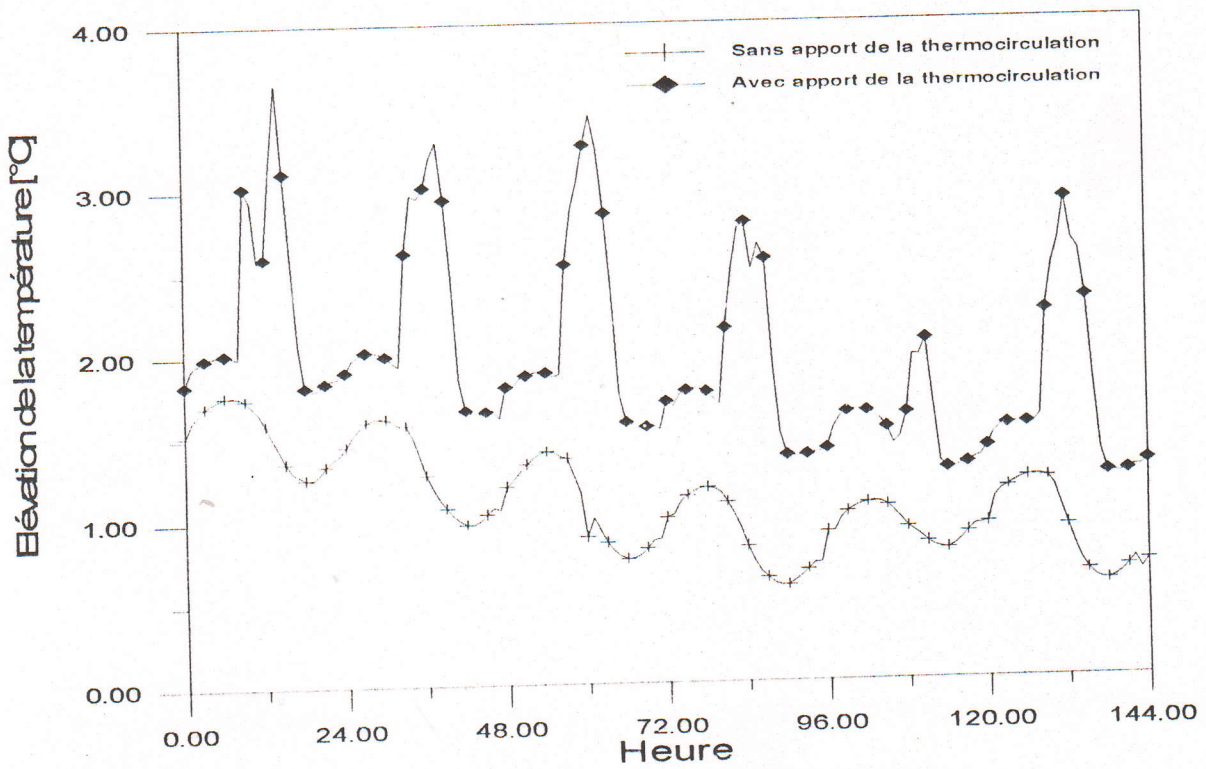


Fig. 5-19 : Elévation de la température ambiante

5-4-3- Comportement du système durant la période estivale

Le climat algérien est caractérisé par une saison estivale chaude avec un important rayonnement solaire direct, il est donc impératif de vérifier que le système ne cause pas d'inconfort pendant la période chaude de l'année. A cet effet nous avons effectué une comparaison entre deux locaux similaires, l'un muni du dispositif Barra-Costantini et un deuxième classique. Une simulation du comportement thermique a été effectuée pour trois villes représentant chacune une zone climatique différente. La simulation a été faite pour des journées moyenne du mois le plus chaud, août pour la zone A (Alger), et juillet pour les zones B (Constantine) et C (Djelfa). [20], [21].

La vitre supérieure est ouverte pour permettre l'évacuation de l'air chaud accumulé dans la cheminée solaire, alors que les orifices de circulation supérieurs sont fermés durant toute la saison chaude. Pour limiter le rayonnement solaire reçu, des auvents peuvent être prévus afin de réduire la surface exposée au soleil. Nous supposons que les pièces adjacentes sont maintenues à une température constante de 24°C.

La température de l'air dans la cheminée solaire, les gaines dans le plafond et le local est donnée par :

Cheminée solaire

$$T2 = T_{in} + \left(\frac{2T_e - T1 - T3}{2} \right) \left(\frac{-\dot{m}C_p f}{2h_a S_a} \left(\exp \left[\frac{-2h_a S_a}{\dot{m}C_p f} \right] - 1 \right) - 1 \right) \quad (5.1)$$

$$T4 = T_{in} + \left(\frac{2T_e - Tn - T3}{2} \right) \left(\frac{-\dot{m}C_p f}{2h_a S_a} \left(\exp \left[\frac{-2h_a S_a}{\dot{m}C_p f} \right] - 1 \right) - 1 \right)$$

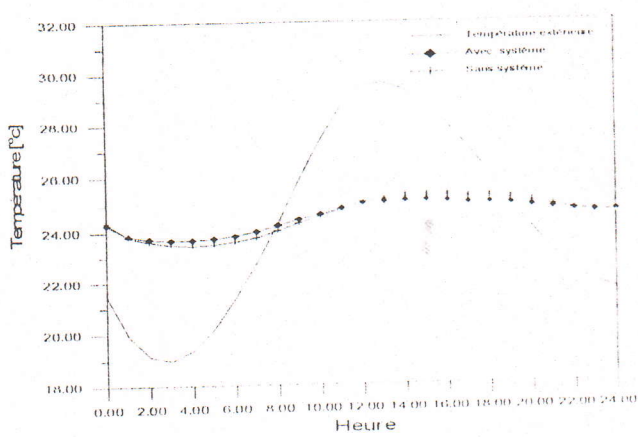
Gainés dans le plafond

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Pour } i=1 \text{ à } 5 \\ \rho_f V_{f-a} C_{p-f-a} \frac{dT_{fi}}{dt} = h_p S_a (T_d - T_{fi}) + h_p S_a (T_p - T_{fi}) \end{array} \right. \quad (5.2)$$

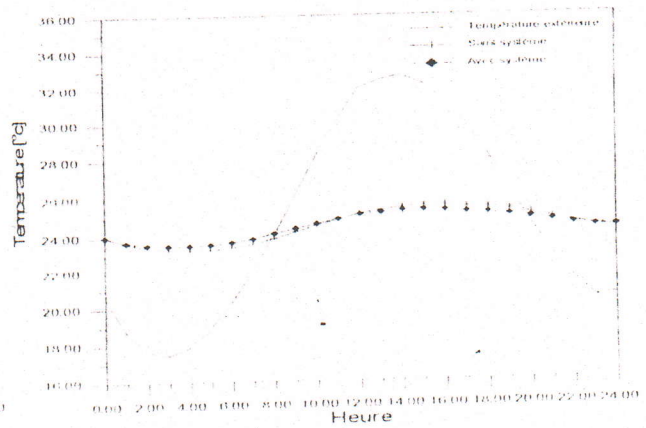
Local

$$\rho_L V_L C_{p-L} \frac{dT_{in}}{dt} = \sum_{i=1}^{i=6} h_i (T_{mi} - T_{in}) + G_s (T_e - T_{in}) + qs + qn \quad (5.3)$$

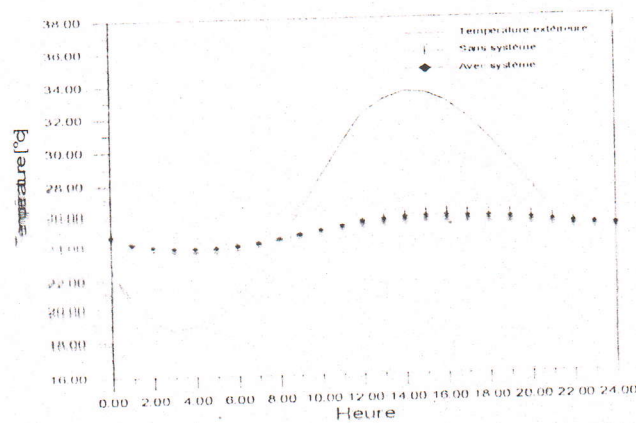
Il apparaît d'après les résultats représentés sur la figure (5-20), que le comportement des deux locaux est assez similaire, par conséquent nous pouvons déduire que le système n'engendre aucun inconfort durant la saison chaude.



(a) - Alger



(b) - Constantine



(c) - Djelfa

Fig. 5-20 : Température intérieure du local en période estivale

6-2-1- Calcul des déperditions du local

Les déperditions résultent de la somme des différents flux de chaleur : pertes par les parois (ϕ_p), pertes par les liaisons (ϕ_l), et les pertes par infiltrations (ϕ_i).

$$D = \phi_p + \phi_l + \phi_i \quad [\text{W}] \quad (6.1)$$

Les déperditions par transmission surfacique

Ces déperditions représentent les pertes de chaleur par transmission à travers les parois, ils sont calculés par :

$$\phi_p = K \cdot S \cdot (T_{ri} - T_e) \quad [\text{W}] \quad (6.2)$$

avec :

T_{ri} : Température résultante intérieure [$^{\circ}\text{C}$]

Le coefficient de transmission surfacique est donné par :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_i}} \quad (6.3)$$

Avec :

e_i [m] et λ_i [W/m. $^{\circ}\text{K}$] représentent respectivement l'épaisseur et la conductivité de chaque couche formant la paroi.

Les déperditions à travers les liaisons

Les déperditions à travers les liaisons représentent les pertes de chaleurs causées par :

1. Les liaisons entre un mur extérieur et une menuiserie.
2. Les liaisons entre un mur extérieur et une paroi intérieur.
3. Un angle entre deux parois extérieures.
4. Liaison entre un mur extérieur et un plancher.

Ces pertes sont données par :

$$\phi = k.l.(T_{ri} - T_e) \quad (6.4)$$

- Pour une liaison entre un mur d'épaisseur (e) et une menuiserie, cas d'une fenêtre, k est donné par : [22]

$$k = \frac{0.3.e}{0.4 + e} \quad (6.5)$$

Cette formule est valable pour une fenêtre au nu intérieur et un coefficient de conductivité surfacique de la paroi inférieure égal à 1.6 W/m^2 .

- Pour une liaison entre un mur extérieure d'épaisseur (e_i) et une cloison intérieure d'épaisseur (e), k est donné par : [22]

$$k = \frac{0.7.e_i}{0.25 + e} \quad (6.6)$$

Cette formule est valable pour un chaînage en béton plein.

- Pour un plancher en contact avec le sol, k est donné par : [22]

$$k = 0.6 \text{Log} \left[1 + \frac{1.6.(1 - y_0)}{0.4 + 0.8.y_0 + R_p} \right] \quad (6.7)$$

y_0 représente la dénivellation, $y_0=0$ pour un plancher au même niveau que le sol
 R_p est la résistance thermique du plancher. [$\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$]

Les pertes par infiltration

Les infiltrations proviennent de la périphérie des ouvrants, et par les fentes qui sont dues à des défauts d'étanchéité des portes et des fenêtres.

Les pertes de chaleur par infiltration sont donnée par:

$$\phi_i = 0.34 \cdot q_i \cdot (T_{in} - T_e) \quad (6.8)$$

q_i représente le débit d'infiltration, il est calculé par :

$$q_i = (\sum f \cdot l_f + \sum m \cdot A_m) \cdot e_m \quad [m^3/h] \quad (6.9)$$

m : Coefficient de perméabilité [$m^3/h \cdot m^2 \cdot pa^{2/3}$] rapporté à la surface de l'ouvrant. [22]

f : Coefficient de perméabilité rapporté à la longueur de la fente. [$m^3/h \cdot m \cdot pa^{2/3}$]. [22]

e_m est défini comme étant un coefficient d'exposition au vent et au tirage thermique, il peut être calculé par : [22]

$$e_m = 0.63 \cdot (\Delta p_v + \Delta p_t)^{2/3} \quad (6.10)$$

Δp_v : Dépression causée par l'effet du vent entraînant une entrée d'air neuf. [pa]

Δp_t : Dépression causée par le tirage thermique entraînant une entrée d'air neuf. [pa]

$$\Delta p_v = 0.6 \cdot \text{Max} \left[0.21 \cdot v_v \cdot (H)^{0.33}; 0.21 \cdot v_v \cdot 10^{0.33} \right] \quad (6.11)$$

$$\Delta p_t = \text{Max} \left[4; 1.35 \cdot \left(\frac{H}{2} - H_0 \right) \right] \quad (6.12)$$

avec :

H_0 : Hauteur moyenne du niveau considéré du local par rapport au sol. [m]

H : Hauteur du bâtiment. [m]

Le débit total d'air doit être comparé au taux minimal de renouvellement d'air qui satisfait aux conditions hygiéniques des personnes. Si $n \cdot V_L$ est supérieur à q_e , on doit considérer un débit complémentaire d'air neuf.

n représente le taux usuel de renouvellement d'air [h^{-1}] qui est généralement pris égale à 1.

▪ Local classique

a- Calcul du coefficients de transmission surfacique (K) des parois.

Tableau 6-1						
Représentation	No	Résistance	code	Epaiss [m]	λ [W/m.k]	R [m ² .k/W]
Mur extérieur	1	Superficielle intérieure	1/hi			0.33
	2	Brique		0.1		0.2
	3	Lame d'air		0.1		0.15
	4	Brique		0.1		0.2
	5	Enduit de plâtre		0.01	0.46	0.021
		Superficielle extérieure	1/he			0.06
		Total				0.96
						K=1.05 W/m ² .k

Tableau 6-2						
Représentation	No	Résistance	code	Epaiss [m]	λ [W/m.k]	R [m ² .k/W]
Cloison intérieure	1	Superficielle intérieure	1/hi			0.33
	2	Enduit de plâtre		0.01	0.46	0.021
	3	Brique		0.1		0.2
	4	Enduit de plâtre		0.01	0.46	0.021
	5	Superficielle extérieure	1/he			0.33
		Total				0.9
						K=1.1 W/m ² .k

Tableau 6-3						
Représentation	No	Résistance	code	Epaiss [m]	λ [W/m.k]	R [m ² .k/W]
Plancher haut	1	Superficielle intérieure	1/hi			0.5
	2	Enduit intérieur		0.01	0.46	0.021
	3	Dalle corps creux 16+4 cm		0.2		0.13
	4	Sable et mortier de pose		0.03	0.93	0.032
	5	Revêtement en carreaux de granito		0.2	1.047	0.019
		Superficielle extérieure	1/he			0.5
		Total				1.18
						K=0.8 W/m ² .k

b- Pertes par les parois

Désignation			Dimensions		Surface ou longueur		K ou k [W/m ² .k] [W/m.K]	K.S ou k.l [W/k]	Référence
Repères	Te [°C]	Orienta tion	Largeur [m]	Hauteur [m]	Brute [m ²] ou [m]	Nette [m ²] ou [m]			
Mur extérieur	Text	S	3.7	3.06	11.3	9.9	1.05	10.5	Tab. 6-1
Cloison	18	E	4.5	3.06	13.77	13.77	1.1	15.2	Tab. 6-2
Cloison	18	O	4.5	3.06	13.77	13.77	1.1	15.2	Tab. 6-2
Cloison	18	N	3.7	3.06	11.3	9.3	1.1	10.2	Tab. 6-2
Fenêtre	Text	S	1.2	1.2	1.4	1.4	4.95	6.93	[21]
Porte	18	N	0.7	2.10	1.5	1.5	3.5	5.25	[21]
Plafond	18	H	3.7	4.5	16.65	16.65	0.8	13.3	Tab. 6-3
Liaison fenêtre	Text		1.2	1.2	4.8	4.8	0.1	0.05	Eq. 6-5
Liaison plafond	Text		3.7	1	3.7	3.7	0.4	1.48	Eq. 6-6
Liaison plancher	Text		3.7	1	3.7	3.7	1.8	6.66	Eq. 6-7

c- Pertes par ventilation

Renouvellement d'air «usuel» : $q_v = 1.v = 50 \text{ m}^3/\text{h}$

Repère	Te [°C]	Largeur [m]	Hauteur [m]	Surface [m ²]	Perméa bilité	Coefficient e	Débit [m ³ /h]	0.34.qe [W/k]
Fenêtre	Text	1.2	1.2	1.4	1.2	3.6	6	2
n.v Total qe							50	17
							50	

Les déperditions thermiques du local sont déterminées en fonctionnant de la température intérieure.

$$D = 42.5.(T_{int} - T_{ext}) + 56.(T_{int} - 18) \quad [W]$$

▪ Local chauffé

a- Calcul du coefficient de transmission surfacique (K) des parois.

Tableau 6-4						
Représentation	No	Résistance	code	Epaiss [m]	λ [W/m.k]	R [m ² .k/W]
Mur extérieur	1	Superficielle intérieure	1/hi			0.33
	2	Enduit de plâtre		0.01	0.46	0.021
	3	Parpaing creux		0.15		0.12
	4	Polystyrène expansé		0.04	0.044	0.9
	5	Enduit extérieur mortier		0.01	1.15	0.008
		Superficielle extérieure	1/he			0.06
		Total				1.4
					K=0.7 W/m².k	

Tableau 6-5						
Représentation	No	Résistance	code	Epaiss [m]	λ [W/m.k]	R [m ² .k/W]
Plancher haut	1	Superficielle intérieure	1/hi			0.2
	2	Enduit intérieur		0.01	0.46	0.021
	3	Dalle en béton armé		0.20	1.75	0.11
	4	Polystyrène expansé		0.04	0.044	0.9
	5	Sable et mortier de pose		0.03	0.93	0.032
	6	Revêtement en carreaux de granito		0.2	1.047	0.019
		Superficielle extérieure	1/he			0.5
		Total				1.78
					K=0.6 W/m².k	

b- Pertes par les parois

Désignation			Dimensions		Surface ou longueur		K ou k [W/m ² .k] [W/m.K]	K.S ou k.l [W/k]	Référence
Repères	Te [°C]	Orienta tion	Largeur [m]	Hauteur [m]	Brute [m ²] ou [m]	Nette [m] ² ou [m]			
Mur extérieur	T4	S	3.7	3.06	11.3	9.9	0.7	7	Tab. 6-4
Cloison	18	E	4.5	3.06	13.77	13.77	1.1	15.2	Tab. 6-2
Cloison	18	O	4.5	3.06	13.77	13.77	1.1	15.2	Tab. 6-2
Cloison	18	N	3.7	3.06	11.3	9.3	1.1	10.2	Tab. 6-2
Fenêtre	Text	S	1.2	1.2	1.4	1.4	4.95	6.93	[21]
Porte	18	N	0.7	2.10	1.5	1.5	3.5	5.25	[21]
Plafond	18	H	3.7	4.5	16.65	16.65	0.6	10	Tab. 6-5
Liaison fenêtre	Text		1.2	1.2	4.8	4.8	0.1	0.5	Eq. 6-5
Liaison plafond	Text		3.7	1	3.7	3.7	0.4	1.48	Eq. 6-6
Liaison plancher	Text		3.7	1	3.7	3.7	1.8	6.66	Eq. 6-7

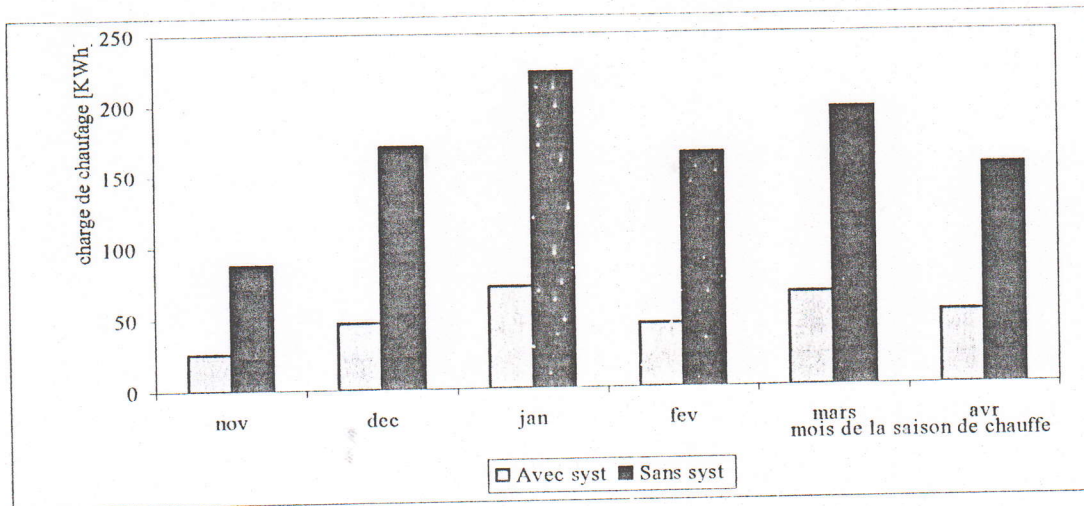
c- Pertes par ventilation

Renouvellement d'air «usuel» : $q_e = 1.v = 50 \text{ m}^3/\text{h}$

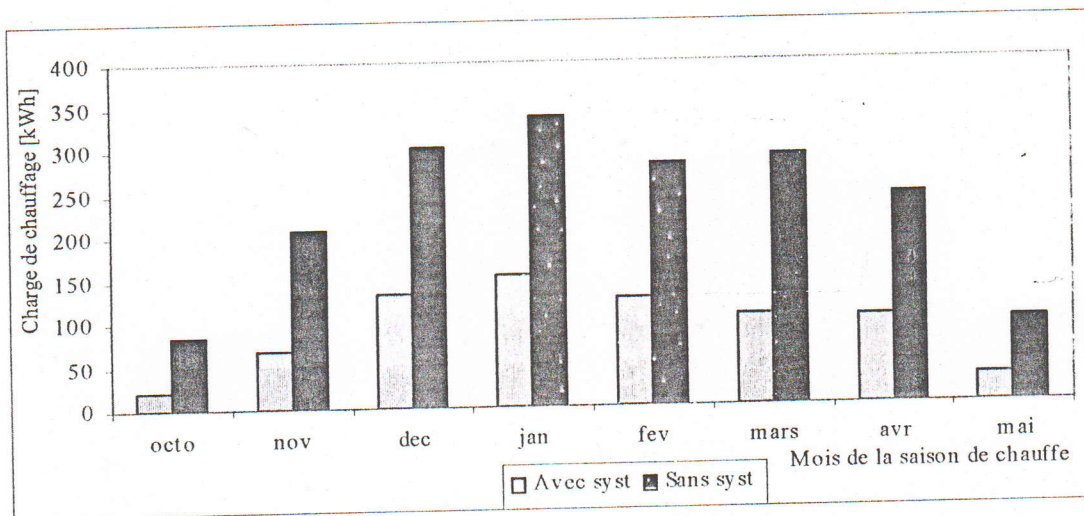
Repère	Te [°C]	Largeur [m]	Hauteur [m]	Surface [m ²]	Perméa bilité	Coefficient e	Débit [m ³ /h]	0.34.qe [W/k]
Fenêtre	Text	1.2	1.2	1.4	1.2	3.6	6	2
n.v Total qe							50	17

$$D = 7.(T_{int} - T_4) + 56.(T_{int} - 18) + 32.7.(T_{int} - \text{Text}) \quad [\text{W}]$$

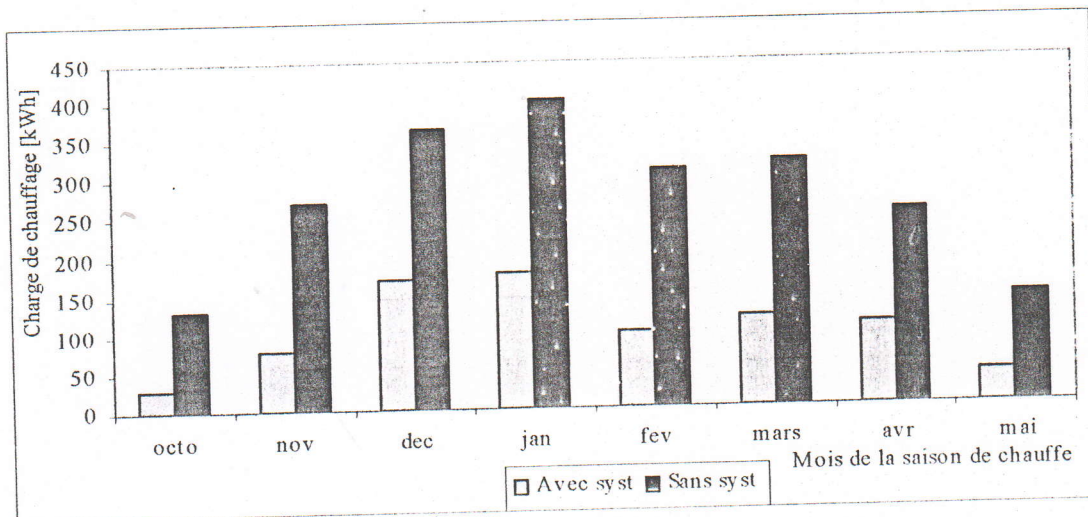
Les besoins de chauffage mensuels dans trois régions climatiques différentes sont représentés sous forme d'histogrammes d'après la figure 6.1.



(a) -Alger



(b) -Constantine



(c) -Djelfa

Fig. 6.1 : Besoins mensuels de chauffage



Les charges thermiques d'hiver durant la saison de chauffe sont calculées par :

$$\phi = \sum_{i=1}^{nj} Di.mi \quad [Wh] \quad (6.13)$$

Pour atteindre la température de consigne, un chauffage d'appoint doit être installé. Nous avons opté pour un radiateur à gaz de marque Delonghi modèle G70T ayant les caractéristiques suivantes : puissance thermique 7000w, pouvoir calorifique 37223 KJ/m³ et un rendement de l'installation de 75%.

Le volume de gaz consommé (vol) est donné par

$$vol [m^3] = \frac{\phi [KJ]}{\text{pouvoir calorifique} [KJ/m^3] \cdot \text{rendement}} \quad (6.14)$$

L'évolution en Da des charges de chauffage est faite à partir d'un prix du m³ de gaz égale à 2.8 Da qui est le prix adopté par SONELGAZ pour une consommation entrant dans la deuxième tranche.

Les résultats sont représentés sur le tableau suivant pour les trois sites étudiés :

	Alger		Constantine		Djelfa	
	Sans dispositif	Avec dispositif	Sans dispositif	Avec dispositif	Sans dispositif	Avec dispositif
Charge de chauffage [KWh]	996.5	304	1844	736.2	2185	819.4
Volume de gaz [m ³]	128.5	39.2	237.5	95	281.7	105.5
Coût du chauffage [Da]	360	110	665	266	789	295
Economies réalisées [Da]	260		400		495	

Tableau 6. 6 : Economies réalisées pour un chauffage à gaz

Nous pouvons observer que la mise en place du système engendre une économie de 60% à 70 % de la puissance de chauffage à installer. Pour les ménages, les économies apportés peuvent leurs paraître assez faible, par contre sur le plan macro-économique ces économies sont considérables. Il faut savoir qu'en Algérie la consommation énergétique dans le domaine du bâtiment est évaluée à 35% de la consommation totale, et qu'une réduction de 5 à 10% de notre consommation se traduirait par une économie de 150 millions de dollars par an.

Le gaz naturel peut être considéré comme une énergie concurrentielle à cause de son prix actuel. Néanmoins les statistiques montrent qu'en 1996 la proportion des logements rattachés au réseau du gaz de ville ne dépassait pas 10 %, exceptés pour les quatre grandes villes d'Algérie où le rattachement avoisinait 50%, alors que la moyenne d'électrification nationale dépasse 80%.

Pour un kilowattheure facturé à 3.6 Da, les économies qu'engendre la mise en place du système de chauffage pour des ménages utilisant un chauffage électrique sont :

	Alger		Constantine		Djelfa	
	Sans dispositif	Avec dispositif	Sans dispositif	Avec dispositif	Sans dispositif	Avec dispositif
Coût du chauffage [Da]	3587	1094	6638	2650	7866	2950
Economies réalisées [Da]	2493		3988		4916	

Tableau 6.7 : Economies réalisées pour un chauffage électrique

6-3- Temps de retour brut (TRB)

Le TRB est le temps au bout duquel l'installation solaire serait amortie avec les prix actuels de l'énergie.

$$TRB = \frac{\text{Surcoût de l'installation}}{\text{Economies financières durant la 1^{ère} année}} \quad (6.15)$$

Le surcoût du à la réalisation de l'installtion a été estimé à 54500 Da.

Matériau	Prix unitaire [Da]	Prix [Da]
Simple vitrage (4 mm)	700	7250
Tôle noir	900	2700
Tyaux pour la circulation de l'air chaud (5x 10x 50 cm)	2500	12500
Surcoût du plancher	1100	18150
Isolation 4 cm polystyrene expansé	650	5000
Menuiserie	1000	4000
Main d'oeuvre		5000
Total		54500 Da

Tableau. 6.8 : Détail du surcoût occasionné

Compte tenu de l'évolution du prix de l'énergie, le temps d'amortissement réel est sensiblement inférieur au TRB. Sachant que le prix du gaz naturel a plus que doublé de 1994 à 2000, nous avons calculé le temps d'amortissement selon deux cas de figure:

1. Le prix du gaz augmente de moitié chaque dix ans (N=5% par an).
2. Le prix du gaz double chaque dix ans (N=10% par an).

	Années d'amortissement	Alger	Constantine	Djelfa
Chauffage électrique	TRB	22	14	12
Chauffage à gaz	TRB	198	129	104
	N=5%	50	42	38
	N=10%	32	28	26

Tableau. 6.9 : Amortissement de l'investissement

Il est à noter que le système est assez rentable pour les ménages qui se chauffent à l'électricité. Il nous a semblé intéressant de comparer l'amortissement du dispositif en Algérie où le prix de l'énergie est toujours subventionné par l'état, et dans un pays comme la France où le prix du gaz est relativement stable depuis quelques années et avoisine 0.3 Fr/KWh.

A défaut d'avoir des données climatiques précises, nous avons opté pour une autre méthode d'évaluation des besoins de chauffage, cette méthode est basée sur la notion des degrés-jours.

$$DJm = \sum_1^{12} (T_{Nc} - T_e) \cdot N_m \quad (6.16)$$

Avec :

T_e : Température extérieure moyenne de chaque mois.

T_{Nc} : Température de non-chauffage, elle représente la température extérieure pour laquelle nous n'avons pas besoin de chauffer.

Si $T_{Nc} - T_e$ est négatif, $DJm = 0$.

$$T_{Nc} = T_{int} - \frac{\text{Apports Gratuits}}{\text{Déperdition / Degrés - Jours}} \quad (6.17)$$

T_{int} est la température intérieure fixée par les habitants, elle est généralement voisine de 20°C.

Le tableau suivant représente les degrés-Jours en fonction de T_{Nc} pour la région parisienne[2].

Température de base Mois	6	8	10	12	14	16	18	20
Janvier	80	125	180	242	301	363	430	487
Février	44	85	131	184	238	294	355	406
Mars	29	55	93	144	201	262	329	386
Avril		12	30	61	104	157	220	274
Mai				13	35	72	121	178
Juin						20	48	91
Septembre					9	26	65	107
Octobre			15	36	71	119	180	236
Novembre	21	47	87	137	194	253	318	373
Décembre	77	120	174	234	295	357	424	481
totaux	251	444	710	1051	1448	1923	2490	3019

Tableau. 6.10 : Degrés-jours mensuels de base variable à paris

La première étape consiste à déterminer l'énergie échangée avec l'extérieure par degrés-Jours, la deuxième étape sera de calculer la température de non-chauffage puis en utilisant le tableau déterminer les degrés-Jours.

Les besoins de chauffage annuels seront évalués par :

$$\phi = DJ \cdot DJm \quad (6.18)$$

DJ représente les déperditions par degrés-Jours. [Wh/degrés-Jours].

Nous supposons que la même pièce étudiée précédemment est implantée dans la région parisienne.

Les besoins de chauffage ont été estimés à 1593 KWh/an. Toutes proportions gardées, et partant de l'hypothèse d'une économie de 60% des besoins, les économies engendrées seraient d'environ 410 Fr/an

6-4- Indice de rentabilité

L'indice de rentabilité est défini comme le rapport des bénéfices liés aux économies d'énergies sur le surcoût occasionné par la mise en place du procédé passif. Un système est rentable si l'indice de rentabilité atteint la valeur 1 pendant la durée de vie présumée du dispositif. Cette dernière étant difficilement estimable, une durée de vie de l'ordre de 50 ans semble réaliste.

Nous définissons un coefficient de coût du gaz par rapport au coût de l'équipement investi noté (CGE) comme le rapport entre le prix du gaz et le coût de l'installation tel que :

$$CGE = \frac{\text{Coût } 1000 \text{ m}^3 \text{ Gaz}}{\text{Coût de l'installation}} \quad (6.19)$$

En Algérie, avec un CGE actuel égale à 0.05, le système n'est pas rentable, alors qu'en France où le CGE est égale à 0.29 et malgré un prix du gaz qui reste assez bon marché l'investissement est amorti après 30 ans.

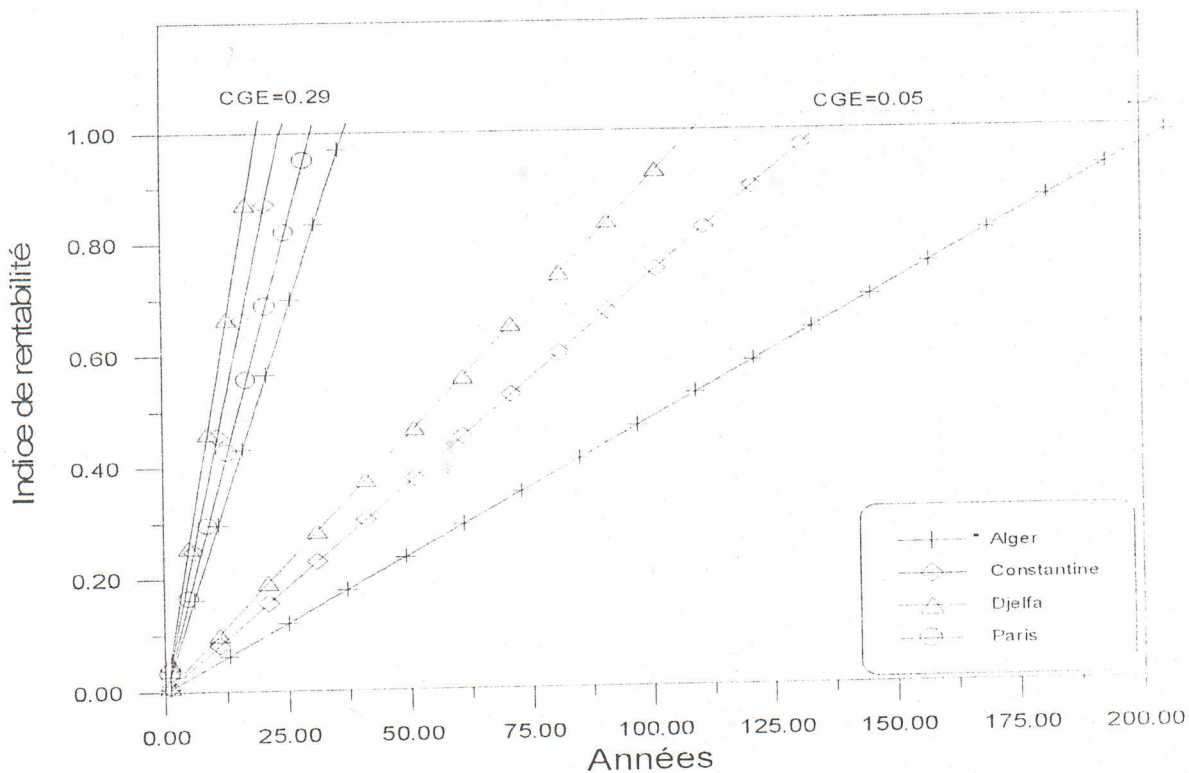


Fig. 6-2 : Indice de rentabilité

L'indice de rentabilité, comme le montre la figure 6-2 est intimement lié au coefficient CGE, ce coefficient peut passer de 0.05 à 0.29 si l'état venait à adopter l'une des résolutions suivantes :

1. Multiplier le prix du gaz par 5.
2. Prendre en charge 80% des coûts de l'installation.
3. Multiplier le prix du gaz par 2,5 et prendre en charge 60% des coûts d'installation.

Si l'un de ces scénarios se réalisait, le système de chauffage deviendrait assez rentable avec un indice de rentabilité qui atteindrait la valeur 1 durant la deuxième décennie. Le rôle écologique que jouent les systèmes de chauffage solaire dans la diminution des émissions des gaz à effet de serre peut être une raison qui pousserait les décideurs à promouvoir ces systèmes et cela à travers la prise en charge d'une partie de l'investissement.

CHAPITRE 7

CONCLUSION

Le présent travail a porté sur l'étude technico-économique du système de chauffage solaire passif développé par le professeur O.A.Barra et le thermicien T.Costantini. Ce travail, qui a pour objectif de démontrer l'adaptabilité du système Barra-Costantini aux conditions climatiques de l'Algérie, s'est axé sur trois principaux thèmes : Le gain d'énergie apporté par la mise en place du dispositif, sa rentabilité économique, et sur le confort thermique engendré.

Un modèle mathématique simulant le comportement thermique d'un local muni du système de chauffage a été mis en place. Afin de valider ce modèle une comparaison a été effectuée entre les résultats auxquels aboutit la modélisation et les résultats d'une étude expérimentale menée sur une maison située à Palerme. La confrontation des deux résultats a montré une bonne concordance, ce qui rend le modèle apte à être utilisé.

Le modèle mathématique a été utilisé pour simuler le comportement, durant plusieurs journées d'hiver, d'un local type muni du système de chauffage dans les conditions climatiques de la région d'Alger. Nous avons déterminé que le système génère un gain d'énergie permettant une élévation de la température intérieure d'environ 1,5°C à 3°C tout en respectant les conditions de confort exigées pour le bien être des habitants. L'analyse de l'influence de quelques paramètres a permis d'aboutir aux conclusions suivantes :

1. La mise en place d'un deuxième vitrage n'améliore pas notablement le rendement.
2. Une isolation sur la face extérieure du mur capteur est plus intéressante qu'une isolation intérieure.

Nous avons pu déterminer grâce à ce travail que la mise en place du système Barra-Costantini, dans les différentes zones climatiques de l'Algérie, réduit les besoins annuels de chauffage de 60% à 70%. Pour les ménages, l'impact de ces réductions sur leurs factures

dépend du type de chauffage utilisé. Pour ceux qui utilisent un chauffage à gaz le temps d'amortissement reste assez long. Ce temps d'amortissement est intimement lié à un coefficient 'CGE', que nous avons défini, et qui représente le coût du gaz par rapport au coût de l'équipement investi. Pour un CGE actuel de l'ordre de 0.05, le dispositif n'est pas rentable. Si ce coefficient passait à 0.29, qui est la valeur du même coefficient dans un pays comme la France, l'investissement serait amorti en moins de 30 ans.

Sur le plan national, les économies d'énergie générées par de tels dispositifs ont un double impact :

1. Côté économique. Le gaspillage de l'énergie est devenu aujourd'hui inadmissible et un luxe que même les pays producteurs d'hydrocarbures ne peuvent plus se permettre. Chaque kilowattheure économisé par le pays est un kilowattheure pouvant être destiné à l'exportation et de ce fait représente une entrée supplémentaire en devises.
2. Côté Environnemental : L'Algérie en ratifiant la Convention-Cadre des Nations-Unis sur les changements climatiques en 1993 se trouve dans l'obligation d'adopter une stratégie nationale favorable à la préservation de l'environnement. La promotion des systèmes de chauffage solaire, à travers des mesures incitatives adéquates, peut être une solution intéressante pour la réduction des émissions des gaz à effet de serre.

Il serait intéressant de poursuivre ce travail par l'étude de l'impact écologique qu'engendre la mise en place du dispositif, et cela à travers une analyse quantitative de la réduction des émanations des gaz nocifs dans l'atmosphère grâce à l'installation de systèmes de chauffage passif tel que celui présenté dans notre étude.



REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1]- M. Kara 'L'Evolution du Climat en Matière d'Economie d'Energie et la Protection de l'Environnement' GPL' 2^{ème} Symposium du Comité Algérien de l'Énergie, Alger 2000.
- [2]- Ralph. M. Lebens, 'Habitat Solaire Passif, méthodes de conception et de calcul' Editions du moniteur, paris 1983
- [3]- M. AMIRAT, 'Contribution à l'Etude des Serres Associées à un Habitat. Etude et Modélisation des Transferts Thermiques. Réalisation d'une Cellule d'Essai' Thèse de Doctorat 1986.
- [4]- J.J.Bezian, G. Arnaud 'Application de la convection naturelle en cavité inclinée au chauffage solaire passif'. Séminaire sur l'énergie solaire, Canne 1982.
- [5]- H. Manz, P.W. Egolf, P.Suter, A.Goetzberger 'TIN-PCM External Wall System for Solar Space Heating and Daylighting'. Solar Energy, vol.61, No. 6, pp. 369-379, 1997.
- [6]- Melih Tan 'Opposite Sunspaces Passive Solar Air Heating System'. Solar Energy, vol. 60, pp. 127-134, 1997.
- [7]- B.Peuportier, J.Michel 'Comparative Analysis of Active and Passive Solar Heating Systems with Transparent Insulation'. Solar Energy, vol. 54, No. 1, pp. 13-18, 1995.
- [8]- O.A.Barra and E.Pugliese Carratelli, 'A Theoretical Study of Laminar Free Convection in I-D Solar Induced Flows' Solar Energy, vol. 23, pp. 211-215, 1979.
- [9]- John A.Duffie, William A. Beckman, 'Solar Energy Thermal Processes'. Edition WILEY, 1974
- [10]-.Utzing, D.M, 'Analysis of Buildings Components Related to Direct Solar Heating Buildings', M.S.Thesis, University of Wisconsin, Madison, 1979.
- [11]- D. M.Utzing, S.A.Klein and W.J.Mitchell 'The Effect of Air flow Rate in Collector-Storage Walls'. Solar Energy, vol. 25, pp. 511-519, 1980.
- [12]- F. Kreith, 'Principales of Heat Transfert'. Edition Harper International, 1976.
- [13]- F.P.Incropera and D.P.Dewitt. 'Fundamentals of Heat and Mass Transfer', Edition John Wiley&Sons.
- [14]- A.T.Kirpatrick, M. Bohn 'An Experimental Investigation of Mixed Cavity Natural Convection in the High Rayleigh Number Regime' Int. J. Heat Mass Transfer 29, 69-81 1986
- [15]- Manuel Carrier, bilan thermique, 2^{ème} Edition. Edition Carrier Corporation 1960
- [16]- S. Larbi Youcef, 'Situation du Bâtiment en Algérie', Rapport interne C.D.E.R.

- [17]- A. Zerrouki. '*Expérimentation d'un Capteur Solaire à Air avec Absorbeur en forme de persiennes pour une utilisation en architecture*'. Thèse de Magister, Centre d'Etudes Nucléaires et Solaires, 1986.
- [18]- K. Raznjevic. '*Tables et Diagrammes Thermodynamiques*'. Editions Eyrolles, 1970.
- [19]- Normes ISO, '*Ambiances Thermiques Modérées, Détermination des Indices PMV et PPD et Spécification des Conditions de Confort Thermique*' NF ISO 7730. Décembre 1986.
- [20]- Office National de la Météorologie '*Atlas Climatologique National, Recueil de Données*'.
- [21]- M. Capderou '*Atlas Solaire de l'Algérie, Aspect Energétique*', O.P.U.
- [22]- Collection des guides AICVF. '*Chauffage, calculs des déperditions et charges thermiques d'hiver*', PYC Edition, 1989.
- [23]- J-C-Borel, '*Etude Justificative de la Définition des Zones Climatiques en Algérie*'. Cahier du Centre Scientifique et Technique du Bâtiment, août 1962
- [24]- C.Chitour '*L'innovation dans le domaine du gaz naturel et des GPL*' 2^{ème} Symposium du Comité Algérien de l'Énergie, Alger 2000.
- [25]- N.K.Bansal, Shail and R.C.Gaur, '*Application of U and G Values for Sizing Passive Heating Concepts*'. Solar Energy, vol. 57, No. 5, pp. 361-373, 1996.
- [26]- J.D.Balcomb, J.C.Hedstrom and R.D.Mcfarland, '*Simulation Analysis of Passive Solar Heated Buildings-Preliminary Results*'. Solar Energy, vol. 19, pp. 277-282, 1977.
- [27]- A. Akbarzadeh, W.W.S.Charters and D.A.Lessbi. '*Thermocirculation Characteristics of a Trombe Wall Passive Test Cell*'. Solar energy, vol. 28, N°. 6, pp. 461-468, 1982.
- [28]- Y-Rey, J-B.Gay et A.Fast '*Evaluation des Performances d'un Mur Trombe*', Séminaire su l'énergie solaire, Canne 1982.
- [29]- Andreak k. Athienitis, '*Investigation of Thermal Performance of a Passive Solar Building with Solar Energy*', vol. 61, N°. 5, pp. 337-345, 1997.
- [30]- S. Djenas, '*Elaboration des Zones Climatiques en Algérie-Application dans la Construction*'. Thèse de fin d'études pour le diplôme de D.E.A, soutenu le 26.06.1984.
- [31]- F. Mootz and J.J. Bezan '*Numerical Study of a Ventilated Facade Panel*'. Solar Energy, vol. 57, N°. 1, pp. 29-36, 1996.
- [32]- A. Hamid, H. Bendrihem '*Influence du Système de Chauffage Solaire sur la Consommation Energétique du Pays*' 1^{er} Symposium du Comité Algérien de l'Énergie, Alger 1996.
- [33]- A.Bejan, '*A Synthesis of Analytical Results for Natural Convection Heat Transfer across Rectangular Enclosures*'. Int. J. Heat Mass Transfer 23, 726-725 (1980)

- [34]- M.H.A.B. Larbi Youcef, '*Contribution à l'Etude d'un Plancher Solaire Direct sur Terre-Plein*' Thèse Docteur Ingénieur, Université Paul Sabatier de Toulouse, 1987
- [35]- MHAB. Larbi youcef et S. Larbi-Youcef, '*Etablissement des Documents d'Application de la Réglementation Thermique des Bâtiments, Génération des Données Météorologiques Utiles*', CDER, 1995.
- [36]- E-H. Bouguerra, B.Bouyousfi, N.Retiel. '*Etude et Optimisation d'un Mur Trombe*'. Congrès sur les Energies Renouvelables, La maîtrise de l'énergie et l'environnement, Biskra, novembre 1997
- [37]- Batiprix Edition du Moniteur.
- [38]- H.Rietschel, W.Raiss, '*Traité de Chauffage et de Climatisation, tome1*' Edition Dunod, paris 1973
- [39]- A-A-Sfeir '*Ingénierie des Systèmes Solaires, application à l'habitat*'. Edition Technique et documentation, Paris 1981.
- [40]- T.Cabirol, D.Faure, D.Roux, '*Chauffage de l'Habitat et Energie Solaire*'. Edition Edisud, 1982.
- [41]- B.Gebhart, '*Heat Transfer*'. Edition McGraw-Hill, 1971
- [42]- N.M.Ozisik, '*Basic heat transfert*'. Edition McGraw-Hill, New york 1977.
- [43]- K.Imessad, M.Belhamel, '*Evaluation des Performances d'un mur Trombe*'. Journées Nationales sur la valorisation des Energies Renouvelables, Tlemcen, 1999
- [44]- K. Imessad, M. Belhamel, '*Effet de la Thermocirculation sur les Performances d'une Configuration Architecturale Nouvelle*'. Actes du colloque sur l'héliothermie, l'environnement et la maîtrise des systèmes solaires, pp. 126-131 Alger, 2000.
- [45]- K. Imessad, M. Belhamel '*Analyse Thermique d'un Système de Chauffage Solaire*' 2^{ème} Symposium du Comité Algérien de l'Énergie, Sp.14. Alger 2000

ANNEXE 1

Introduction

Située entre les latitudes 19°N et 37°N, l'Algérie est un vaste pays d'une superficie égale à 2.381.741 km². De par son étendue, notre pays présente un-très fort contraste climatique.

On définit le climat comme étant l'ensemble des phénomènes météorologiques caractérisant l'état moyen de l'atmosphère et son évolution en un lieu donné, ces phénomènes représentent :

- La Température de l'air.
- L'humidité de l'air.
- Les précipitations.
- Le vent.
- Le rayonnement solaire et la nébulosité.

La diversité du climat en Algérie provient essentiellement de l'influence de la mer et de la variation de la latitude et de l'altitude engendrant une succession de climats très divers.

▪ Influence de la mer sur les températures de l'air

La température de la mer tempère celle de l'air en la diminuant si elle lui est supérieure ou au contraire en la relevant si elle lui est inférieure, entraînant une diminution des amplitudes diurnes.

▪ Influence de la latitude

La latitude joue dans le même sens en hiver comme en été, la chaleur augmentant quant la latitude diminue.

▪ Influence de l'altitude

Quand l'altitude croit, les températures diminuent, au voisinage du littoral ou l'influence de la mer est plus grande dans la plaine que dans les sites élevés ce phénomène est atténué en été et amplifié en hiver.

Le découpage climatique selon J.C.Borel est représenté sur la carte de la figure A-1, nous pouvons distinguer quatre zones A, B, C, D et une sous zone B' [23].

Zone A

Elle comprend le rivage de la mer. L'influence de la mer s'étend jusqu'au sommet de la chaîne côtière à condition qu'elle ne soit pas trop loin du rivage.

	Régions < 500 m	Régions > 500 m
Hiver	Très doux et court	Nettement plus froid et plus long que dans la plaine (influence de l'altitude) mais reste modéré.
Eté	Chaud et humide	<ul style="list-style-type: none"> ▪ 500 m < A < 1000 m L'été est chaud et assez humide, avec des températures maximales quotidiennes peu différentes de la plaine. ▪ A > 1000 m L'été est agréable.
Ecart diurne	Relativement faible (été et hiver). Les jours de forte chaleur, il est supérieur à la moyenne 9°C.	Peu différent de la plaine, càd relativement faible. Il existe cependant des jours de forte chaleur.

Zone B

Elle comprend la plaine derrière le rivage de la mer et les vallées entre les chaînes côtières et l'Atlas tellien autre que celle de chlef. Dans cette zone l'influence régulatrice de la mer est encore nettement ressentie.

	Régions < 500 m	Régions > 500 m
Hiver	Moins doux et plus long que sur le littoral.	L'hiver, pour les régions de même altitude est le même qu'en zone A.
Eté	Plus chaud et moins humide que sur le littoral	Plus chaud et moins humide qu'en zone A.
Ecart diurne	Plus important que sur le littoral. Quelle que soit l'altitude, il est en moyenne égale à 15°C en été. Il augmente les jours de forte chaleur.	

Zone B'

Elle comprend la vallée de chlef, en dessous de 500m. Elle est comprise entre la chaîne des Ouarsenis et la chaîne du Dahra et des Braz, sa largeur va de 10 à 60 km, sa longueur est d'environ 200 km.

Hiver	Moins doux qu'en zone B mais aussi long.
Eté	Extrêmement chaud et pénible avec des températures maximales analogues au Sahara
Ecart diurne	En Eté, les écarts diurnes sont forts (18°C)

Zone C

Elle comprend les hauts plateaux entre l'Atlas saharien et l'Atlas téllien et dont l'altitude dépasse les 500 m.

Hiver	Moins doux et plus long (à même altitude) qu'en zone A et B. Si $A > 1000$ m il est plus froid sans être rigoureux.
Eté	Plus chaud, mais moins humide qu'en zone B. A égalité d'altitude, l'impression de chaleur y est la même
Ecart diurne	En été il est fort ($18,5^{\circ}$ à 20°)

Zone D

Elle comprend le Sahara au-delà de l'Atlas Saharien.

	Régions < 500 m	Régions > 500 m
Hiver	La pointe de l'hiver (janvier) est la même qu'en zone B'.	La pointe de l'hiver (à égalité d'altitude) est la même qu'en zone C.
Eté	Très chaud et extrêmement pénible.	<ul style="list-style-type: none"> • $500 \text{ m} < A < 1000 \text{ m}$. L'été est chaud et pénible. • $A > 1000 \text{ m}$. Plus on s'élève en altitude, moins il est pénible.
Ecart diurne	Si $A \leq 1000$ m : il est fort (18 à 20° C) Si $A > 1000$ m : il est moyen (16° C) Dans les oasis, il diminue.	

ANNEXE 2

Tableau 1—Coefficient d'amortissement. Gain par ensoleillement des vitrages simples.
Température intérieure constante

Orientation	Prods(x)(Kg par m2 de surface de plancher)	Heure Solaire												Matin											
		Après-Midi												Matin											
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	750 et plus	.17	.27	.33	.33	.31	.29	.27	.25	.23	.22	.21	.19	.17	.16	.14	.12	.11	.09	.08	.07	.05	.05	.04	.03
	500	.19	.31	.38	.39	.36	.34	.27	.24	.22	.21	.19	.17	.16	.14	.12	.09	.06	.04	.03	.02	.01	0	0	0
	150	.31	.56	.65	.46	.46	.33	.26	.21	.18	.16	.14	.12	.09	.06	.04	.03	.02	.01	.01	.09	.08	.06	.06	.06
E	750 et plus	.16	.26	.34	.39	.4	.38	.34	.3	.28	.26	.23	.2	.18	.15	.14	.12	.11	.09	.08	.06	.06	.05	.04	.04
	500	.16	.29	.4	.46	.46	.42	.36	.31	.28	.25	.23	.2	.18	.15	.14	.12	.11	.09	.08	.06	.06	.05	.04	.04
	150	.27	.5	.67	.73	.68	.53	.38	.27	.22	.18	.15	.12	.09	.06	.04	.03	.02	.01	.01	.12	.11	.1	.09	.08
SE	750 et plus	.08	.14	.23	.31	.38	.43	.44	.43	.39	.35	.32	.29	.27	.24	.21	.19	.16	.14	.12	.11	.1	.09	.08	.06
	500	.05	.12	.23	.35	.44	.49	.51	.47	.41	.36	.32	.27	.24	.21	.18	.14	.12	.11	.09	.08	.06	.05	.04	.03
	150	0	.18	.4	.59	.72	.77	.72	.6	.44	.32	.23	.18	.14	.09	.07	.05	.03	.02	.01	.01	.15	.14	.14	.13
S	750 et plus	.1	.06	.12	.2	.28	.35	.42	.48	.51	.51	.46	.42	.37	.31	.27	.23	.2	.18	.16	.14	.12	.11	.1	.08
	500	.07	.06	.12	.2	.3	.39	.48	.54	.58	.57	.53	.45	.37	.31	.27	.23	.2	.18	.16	.14	.12	.11	.1	.08
	150	0	0	.12	.29	.48	.64	.75	.82	.81	.75	.61	.42	.28	.19	.13	.09	.06	.04	.03	.02	.01	.01	0	.12
SO	750 et plus	.11	.1	.1	.1	.1	.14	.21	.29	.36	.43	.5	.53	.47	.4	.34	.29	.24	.22	.19	.17	.15	.13	.11	.09
	500	.09	.09	.08	.09	.09	.09	.14	.22	.31	.42	.5	.53	.47	.4	.34	.29	.24	.22	.19	.17	.15	.13	.11	.09
	150	.02	.03	.05	.06	.08	.12	.34	.53	.68	.78	.81	.75	.61	.42	.28	.19	.13	.09	.06	.04	.03	.02	.01	.01
O	750 et plus	.12	.11	.11	.1	.1	.1	.13	.19	.27	.36	.42	.44	.38	.33	.29	.26	.23	.2	.18	.16	.14	.13	.11	.09
	500	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.13	.19	.27	.36	.42	.44	.38	.33	.29	.26	.23	.2	.18	.16	.14	.13	.11	.09
	150	.02	.03	.05	.06	.07	.07	.08	.14	.29	.49	.67	.76	.75	.53	.33	.22	.15	.11	.08	.05	.04	.03	.02	.01
NO	750 et plus	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1	.1
	500	.08	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09
	150	.02	.04	.05	.07	.08	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09	.09
N et Ombre	750 et plus	.16	.23	.33	.41	.47	.52	.57	.61	.66	.69	.72	.74	.74	.6	.52	.44	.37	.34	.31	.27	.23	.21	.18	.13
	500	.11	.33	.44	.51	.57	.62	.66	.7	.74	.76	.79	.8	.8	.6	.51	.44	.37	.34	.31	.27	.23	.21	.18	.13
	150	0	.48	.66	.76	.82	.87	.91	.93	.95	.97	.98	.98	.98	.52	.34	.24	.16	.11	.07	.05	.04	.02	.02	.01

Poids par mètre carré de surface

$$\text{Local comportant des murs extérieurs} = \frac{\text{poids des murs extérieurs} + \frac{1}{2}(\text{poids des cloisons, plafond et plancher})}{\text{Surface du plancher [m}^2\text{]}} \text{ [kg]}$$

Tableau 2—Coefficients d'amortissement. Gains dus à l'éclairage.
Température intérieure constante.

Type d'appareil	Durée de fonctionnement	Poids(x)/(kg/m ² de surface de plancher)	Nombre d'heures écoulées depuis l'allumage																								
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
Eclairage fluorescent Appareil non encastré	24	750 et plus	.37	.67	.71	.74	.76	.79	.81	.83	.84	.86	.87	.29	.26	.23	.2	.19	.17	.15	.14	.12	.11	.11	.09	.08	
		500	.31	.67	.72	.76	.79	.81	.83	.85	.87	.88	.88	.9	.3	.26	.22	.19	.16	.15	.13	.12	.11	.09	.08	.07	.06
		150	.25	.74	.83	.88	.91	.94	.96	.96	.98	.99	.99	.99	.26	.17	.12	.08	.08	.04	.03	.02	.01	.01	.01	0	0
	16	750 et plus	.6	.82	.83	.84	.86	.87	.88	.88	.88	.86	.88	.9	.32	.28	.25	.23	.19	.16							
		500	.46	.79	.84	.86	.87	.87	.88	.89	.89	.89	.89	.9	.3	.26	.22	.19	.16								
		150	.29	.77	.85	.89	.92	.95	.96	.96	.98	.98	.99	.99	.26	.17	.12	.08	.05								
12	750 et plus	.63	.9	.91	.93	.93	.94	.94	.95	.95	.95	.96	.96	.37													
	500	.57	.89	.91	.92	.94	.94	.94	.95	.95	.96	.96	.97	.36													
	150	.42	.86	.91	.93	.95	.97	.97	.98	.98	.99	.99	.99	.26													
Eclairage fluorescent encastré, ou incandescent non encastré	24	750 et plus	.34	.55	.61	.65	.68	.71	.74	.77	.79	.81	.83	.39	.35	.31	.28	.25	.23	.2	.18	.16	.15	.14	.12	.11	
		500	.24	.56	.63	.68	.72	.75	.78	.82	.85	.84	.85	.86	.4	.34	.29	.25	.2	.18	.17	.15	.14	.12	.11	.09	.08
		150	.17	.65	.77	.84	.88	.92	.94	.94	.95	.97	.98	.98	.35	.23	.16	.11	.07	.05	.04	.03	.02	.01	.01	0	0
	16	750 et plus	.58	.75	.79	.8	.8	.81	.82	.82	.83	.84	.86	.87	.39	.35	.31	.31	.28	.25	.2						
		500	.46	.73	.78	.8	.82	.82	.83	.84	.85	.87	.88	.4	.34	.29	.29	.25	.2	.18	.16						
		150	.22	.69	.69	.8	.86	.89	.93	.94	.94	.94	.94	.94	.35	.23	.23	.16	.11	.07							
12	750 et plus	.69	.86	.89	.9	.9	.91	.91	.92	.93	.94	.95	.95	.5													
	500	.58	.85	.88	.88	.88	.88	.88	.89	.9	.93	.94	.95	.48													
	150	.4	.81	.88	.91	.93	.96	.97	.97	.98	.99	.99	.99	.35													
Eclairage fluorescent ou incandescent encastré dans faux plafond	24	750 et plus	.23	.33	.41	.47	.52	.57	.61	.66	.69	.72	.74	.59	.52	.46	.42	.37	.34	.31	.27	.25	.23	.21	.18	.16	
		500	.17	.33	.44	.52	.56	.61	.66	.69	.74	.77	.79	.6	.51	.44	.37	.32	.3	.27	.23	.2	.2	.16	.14	.12	
		150	0	.48	.66	.76	.82	.87	.91	.93	.95	.97	.97	.97	.52	.34	.24	.16	.16	.07	.05	.04	.02	.02	.01	0	0
16	750 et plus	.57	.64	.68	.72	.73	.73	.74	.74	.74	.75	.76	.78	.59	.52	.46	.42	.37	.32								
	500	.6	.67	.72	.74	.74	.77	.78	.79	.8	.81	.82	.6	.51	.44	.37	.32										
	150	.47	.53	.7	.78	.84	.88	.88	.89	.91	.91	.91	.91	.52	.34	.24	.16	.11									
12	750 et plus	.75	.79	.83	.84	.86	.86	.88	.89	.91	.91	.93	.93	.75													
	500	.68	.77	.81	.84	.86	.88	.89	.89	.91	.91	.93	.93	.72													
	150	.34	.72	.82	.87	.89	.92	.95	.95	.97	.98	.98	.98	.52													

Ces coefficients sont applicables dans le cas où la température intérieure est supposée rester constante, si on admet une certaine variation de cette température, on obtiendra un amortissement supplémentaire.

Tableau 3-Coefficient d'amortissement. Température intérieure variable

Type d'immeubles	Poids Kg par m ² de surface de plancher	X Surface vitrée %	Durée de fonctionnement									
			24			16			12			
			1	2	3	1	2	3	1	2	3	
Immeubles d'appartement	750 et plus	75	8.9	8.40	6.75							
		50	7.95	7.20								
		25	7.00									
	500	75	7.50	7.00	6.75							
		50	6.75	6.50								
		25	6.25									
Hôpitaux Pavillons	150	75	5.75	5.25	4.55							
		50	5.25	4.30	3.85							
		25	4.10	3.35								

La durée de fonctionnement représente la durée d'occupation de la pièce qui dans notre cas est supposée être de 24 h.

La colonne repérée 'surface vitrée %' correspond au pourcentage de la surface vitrée par rapport à la surface totale de la façade.

Cette réduction doit être appliquée par rapport au bilan correspondant à l'heure de pointe.

Ces tables ont été calculées par une méthode établie d'après des expériences effectuées dans des bâtiments existants aux USA.

ANNEXE 3

Principe du logiciel : Le logiciel est basé sur la méthodologie de l'analogie électrique. Nous donnons dans ce qui suit le schéma électrique équivalent du système.

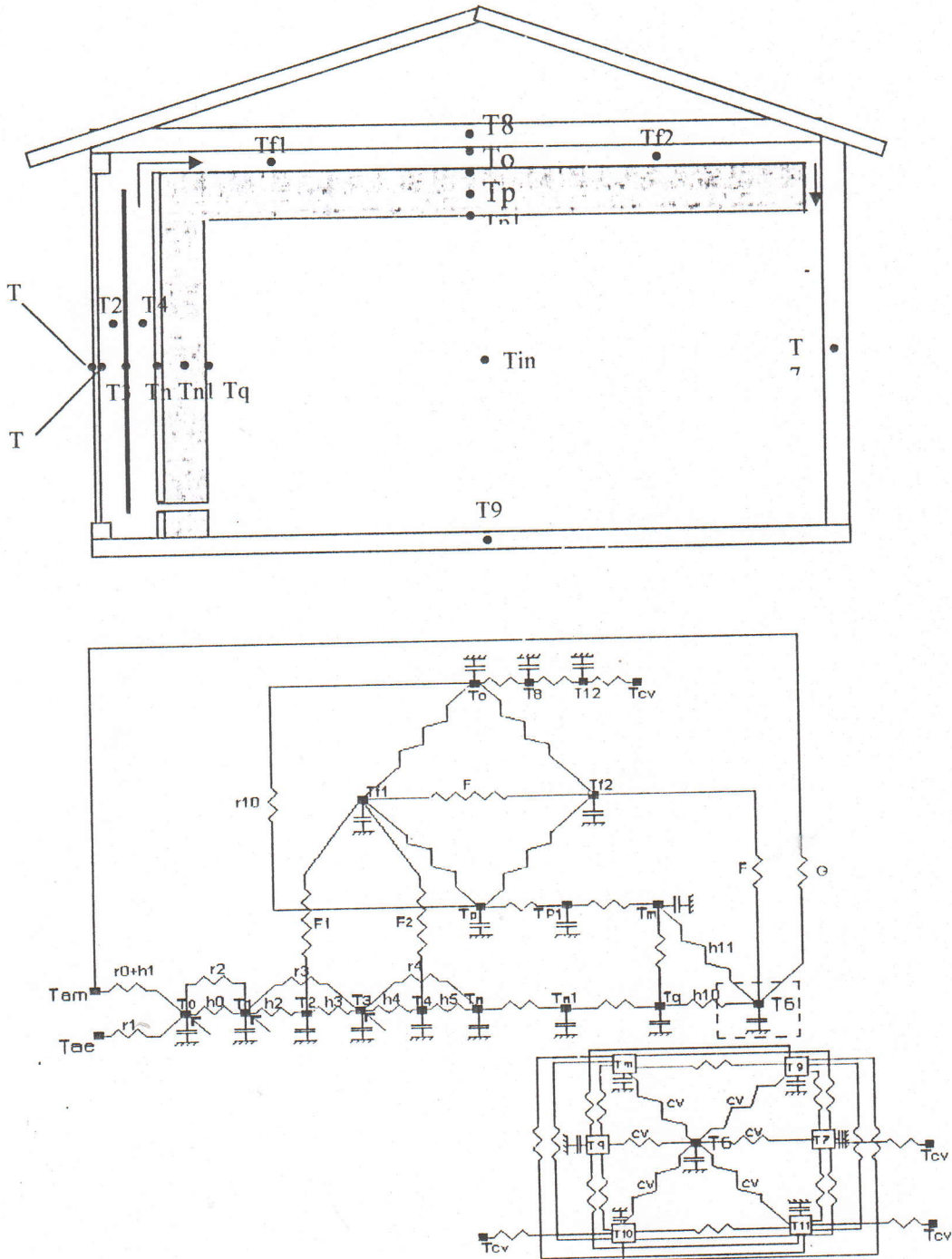
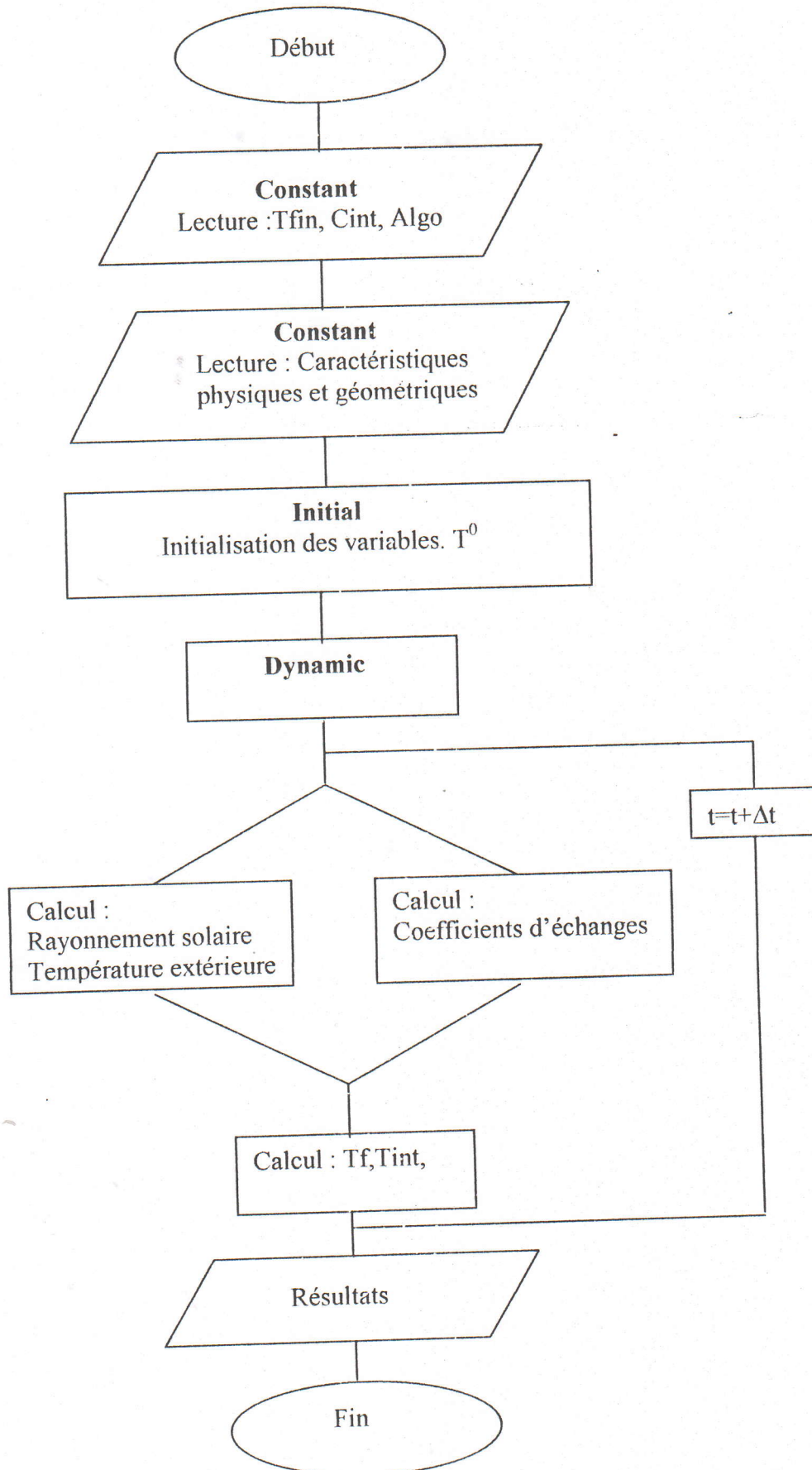


Fig. A-2 : Schéma électrique

L'algorithme de résolution est le suivant :



RESUME

L'intérêt de ce travail est l'étude technico-économique d'un système de chauffage solaire passif. Le système étudié est celui développé par le professeur O.A.Barra et qui nous semble bien adapté aux conditions climatiques de l'Algérie. Une première partie de ce travail est réservée à l'élaboration d'un modèle théorique représentant le comportement thermique d'un local muni du dispositif de chauffage étudié. Les équations sont résolues grâce à un logiciel nommé 'ISIM' exploité à l'intégration des équations différentielles. La confrontation des résultats théoriques avec ceux d'une expérience menée à Palerme (Italie) a permis de valider le modèle.

Cette étude a permis de déterminer l'évolution de la température des différents éléments constituant un local muni du système Barra-Costantini (B-C), ainsi que l'influence de quelques paramètres sur les performances du système. Une analyse de rentabilité économique est effectuée, dans trois sites représentatifs des différentes zones climatiques du Nord de l'Algérie, afin de déterminer les économies d'énergie et d'argent qu'engendre la mise en place du dispositif de chauffage, cette analyse a montré que :

- Le système (B-C) engendre une économie de 60% à 70 % des besoins annuels de chauffage.
- La rentabilité du système dépend du type de chauffage d'appoint utilisé. Pour un chauffage électrique le système est assez rentable, contrairement à un chauffage à gaz ou l'amortissement du système dépend d'un coefficient 'CGE' que nous avons défini.

MOTS CLES : Chauffage solaire passif, Economie d'énergie, Environnement, Rentabilité.

ABSTRACT

The aim of this work is the technical-economic study of a passive solar heating system. This heating system is the one developed by O.A.Barra and it seems well adapted to the Algerian climatic conditions.

The first part of the study is devoted to a theoretical model of building thermal behaviour heated by this type of system. To resolve mathematical equations, 'ISIM' software was used. The theoretical model was validated after comparison between theoretical results and carried out experiment results in Palermo (Italie).

This study has permitted the determination of building elements temperature evolution provided with Barra-Costantini (B-C) system, and some parameters effects on the system performance.

An economic profitability analysis is undertaken, in three different climatic zones in Northern Algeria, in order to determine energy and money savings obtained by using the (B-C) heating system. This analysis has shown that:

- The (B-C) system permits an energy saving of 60% to 70% from the annual heating needs.
- The profitability of the system depends on the heating peaking system used, the system is more profitable with electrical heating than fossil fuels one where profitability depends on 'CGE' coefficient.

KEY WORDS: Passive solar heating, Energy saving, Environment, Profitability.

ABSTRACT

The aim of this work is the technical-economic study of a passive solar heating system. This heating system is the one developed by O.A.Barra and it seems well adapted to the Algerian climatic conditions.

The first part of the study is devoted to a theoretical model of building thermal behaviour heated by this type of system. To resolve mathematical equations, 'ISIM' software was used. The theoretical model was validated after comparison between theoretical results and carried out experiment results in Palermo (Italie).

This study has permitted the determination of building elements temperature evolution provided with Barra-Costantini (B-C) system, and some parameters effects on the system performance.

An economic profitability analysis is undertaken, in three different climatic zones in Northern Algeria, in order to determine energy and money savings obtained by using the (B-C) heating system. This analysis has shown that:

- The (B-C) system permits an energy saving of 60% to 70% from the annual heating needs.
- The profitability of the system depends on the heating peaking system used, the system is more profitable with electrical heating than fossil fuels one where profitability depends on 'CGE' coefficient.

KEY WORDS: Passive solar heating, Energy saving, Environment, Profitability.

ملخص

يهدف هذا العمل إلى دراسة مزدوجة تجمع بين الطابع التقني و الاقتصادي لنظام التسخين الشمسي الخامل.

بدأ تطوير هذا النظام من طرف الأستاذ O.A Barra بحيث خصائص دراسته ملائمة إلى حد بعيد للظروف المناخية في الجزائر.

خصصت بداية هذا العمل بوضع نموذج نظري ممثلا للتعامل الحراري في مقرا و موضع يحتوي على جهاز التسخين المدروس.

يتم حل المعادلات الرياضية التابعة من النموذج السابقة - بواسطة برنامج آلي يسمى ISIM الخاص بحلول المعادلات التفاضلية. المقارنة بين النتائج النظرية مع القياسات التجريبية المقامة ب (Palermie) Italie) سمحت بتثبيت صحة النموذج النظري الموضوع .

اعتمادا على النتائج السابقة تمكنا من تحديد التطور الحراري لمختلف العناصر المكونة للموضع المجهز بنظام B- C و مدى تأثير بعض العناصر على فعاليات النظام. دراسة تحليلية اقتصادية أقيمت (في ثلاث أماكن، أخذت كعينات، من الشمال الجزائري تختلف في طابع مناخها) لتحديد الأرباح الطاقوية و التتمينية من جراء تطبيق عملي لجهاز التسخين.

بينت نتائج هذه الدراسة التحليلية أن :

- النظام BC يؤدي إلى ربح طاقي مقدرا ب 60% إلى 70% من متطلبات التسخين سنويا .
- إن مردودية النظام مرتبط بنوع التسخين المساعد المستعمل. إذا كان التسخين يعتمد على الطاقة الكهربائية، الجهاز يكون فعلا مقارنة مع جهاز يعتمد على الغاز و الذي هو كذلك مرتبط بعامل CGE.

RESUME

L'intérêt de ce travail est l'étude technico-économique d'un système de chauffage solaire passif. Le système étudié est celui développé par le professeur O.A. Barra et qui nous semble bien adapté aux conditions climatiques de l'Algérie. Une première partie de ce travail est réservée à l'élaboration d'un modèle théorique représentant le comportement thermique d'un local muni d'un dispositif de chauffage étudié. Les équations sont résolues grâce à un logiciel nommé 'ISIM' exploité à l'intégration des équations différentielles. La confrontation des résultats théoriques avec ceux d'une expérience menée à Palerme (Italie) a permis de valider le modèle.

Cette étude a permis de déterminer l'évolution de la température des différents éléments constituant un local muni du système Barra-Costantini (B-C), ainsi que l'influence de quelques paramètres sur les performances du système. Une analyse de rentabilité économique est effectuée, dans trois sites représentatifs des différentes zones climatiques du Nord de l'Algérie, afin de déterminer les économies d'énergie et d'argent qu'engendre la mise en place du dispositif de chauffage, cette analyse a montré que :

- Le système (B-C) engendre une économie de 60% à 70 % des besoins annuels de chauffage.
- La rentabilité du système dépend du type de chauffage d'appoint utilisé. Pour un chauffage électrique le système est assez rentable, contrairement à un chauffage à gaz ou l'amortissement du système dépend d'un coefficient 'CGE' que nous avons défini.

MOTS CLES : Chauffage solaire passif, Economie d'énergie, Environnement, Rentabilité.

ABSTRACT

The aim of this work is the technical-economic study of a passive solar heating system. This heating system is the one developed by O.A. Barra and it seems well adapted to the Algerian climatic conditions.

The first part of the study is devoted to a theoretical model of building thermal behaviour heated by this type of system. To resolve mathematical equations, 'ISIM' software was used. The theoretical model was validated after comparison between theoretical results and carried out experiment results in Palermo (Italy).

This study has permitted the determination of building elements temperature evolution provided with Barra-Costantini (B-C) system, and some parameters effects on the system performance.

An economic profitability analysis is undertaken, in three different climatic zones in Northern Algeria, in order to determine energy and money savings obtained by using the (B-C) heating system. This analysis has shown that:

- The (B-C) system permits an energy saving of 60% to 70% from the annual heating needs.
- The profitability of the system depends on the heating peaking system used, the system is more profitable with electrical heating than fossil fuels one where profitability depends on 'CGE' coefficient.

KEY WORDS: Passive solar heating, Energy saving, Environment, Profitability.