



HAL
open science

Etude numérique des performances thermiques d'un habitat bioclimatique

Yacouba Camara

► **To cite this version:**

Yacouba Camara. Etude numérique des performances thermiques d'un habitat bioclimatique. Autre. Université de Perpignan, 2018. Français. NNT : 2018PERP0040 . tel-02002998

HAL Id: tel-02002998

<https://theses.hal.science/tel-02002998>

Submitted on 1 Feb 2019

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour obtenir le grade de
Docteur

Délivré par
UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA

Préparée au sein de l'école doctorale **305 :**
Energie Environnement E²
Et de l'unité de recherche : **LAMPS – EA UPVD 4217**

Spécialité :

Physique

Présenté par

Mr CAMARA Yacouba

TITRE DE LA THESE

**Etude numérique des performances thermiques
d'un habitat bioclimatique**

Soutenue le 17 décembre 2018 devant le jury composé de

M. Belkacem ZEGHMATI, Professeur, Université de Perpignan Via Domiti	Examineur
M. Xavier CHESNEAU, MCF HDR, Université de Perpignan Via Domitia	Directeur
M. Phillipe NARDIN, Professeur, Université de Franche-Comté	Rapporteur
M. Cellou KANTE, MC, Institut Supérieur de Technologie de Mamou (Guinée)	Co-directeur
M. Binko Mamady TOURE, MC, Université de N'Zérékoré (Guinée)	Examineur
M. Saliou Kaby Diallo, Professeur, Université de Kindia (Guinée)	Rapporteur



Remerciements

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'une convention de cotutelle entre les Universités de Perpignan Via Domitia et Gamal Abdel Nasser de Conakry au sein respectivement du Laboratoire de Mathématiques et Physique (LAMPS) et le Laboratoire d'Enseignement et de Recherche en Energétique Appliquée (LEREA). La finalisation de ce travail n'aurait pu être possible sans l'appui de certaines Institutions et quelques personnalités scientifiques auxquelles je voudrais témoigner ma profonde reconnaissance. Il s'agit :

- De l'Ambassade de France en Guinée par le biais du Gouvernement Français à travers son Ministère des Affaires Etrangères de m'avoir donné la bourse en 2015 et de l'Institut Supérieur de Technologie de Mamou (Guinée) par le biais de son Directeur Général Dr Céliou KANTE.
- De mon Directeur et de mon Co-directeur de thèse respectivement, Dr Xavier CHESNEAU MCF/HDR et Dr Céliou KANTE Maître de Conférences, pour la confiance qu'ils m'ont accordés en acceptant d'encadrer mon travail. Leurs conseils, encouragements, et l'attention avec laquelle ils m'ont encadré et suivi, ont été très importants. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.
- Du Recteur de l'Université Gamal Abdel Nasser de Conakry en la personne du Dr Doussou Lancinè TRAORE et de tous mes professeurs du Laboratoire d'Enseignement et de Recherche en Energétique Appliquée de la dite institution en général, particulièrement, Professeur Mamby KEITA et Professeur Idrissa DIABY qui n'ont ménagés aucun effort pour l'aboutissement de cette thèse.
- De Monsieur Philippe NARDIN, Professeur de l'Université de Franche-Comté et de Monsieur Saliou Kaby DIALLO, Professeur de l'Université de Kindia (Guinée) tous deux rapporteurs de ma thèse, qu'ils trouvent ici ma profonde reconnaissance pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail.
- De tous les personnels du Laboratoire de Mathématiques et Physique et plus particulièrement à Michel, Sylvia et Joëlle pour leur accueil et leur sympathie qu'ils n'ont cessé de me montré durant mes 3 ans de recherches.
- De ma famille et de toutes les personnes de bonnes volontés qui, de près ou de loin, ont contribué à la mise au point de ce travail.

TABLE DES MATIERES

Remerciements.....	1
Liste des figures.....	6
Liste des tableaux.....	10
Nomenclature.....	11
Introduction générale.....	19
Chapitre 1 : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE.....	21
1.1 Introduction.....	21
1.2 Climatisation passive.....	21
1.3 Climatisation passive en Guinée.....	23
1.3.1 Conditions climatiques.....	23
- Climat tropical maritime en Basse Guinée.....	24
- Climat tropical de montagne en Moyenne Guinée.....	24
- Climat tropical sec ou Subsoudanien en Haute Guinée.....	24
- Climat subéquatorial en Guinée Forestière.....	24
1.3.2 L'habitat bioclimatique.....	24
1.4 Stockage de la chaleur dans le matériau à changement de phase (MCP).....	28
1.5 Méthodes numériques de résolution des problèmes de changement de phase.....	38
A- <i>Méthode à suivi de l'interface</i>	38
B- <i>Non connaissance de la position de l'interface</i>	38
1.5.1 Méthode enthalpique.....	39
1.5.2 Méthode de la capacité thermique apparente.....	39
1.5.3 Terme source de chaleur latente.....	39
1.6 Conclusion partielle.....	39
Chapitre 2 : Modélisation d'un modèle d'habitat bioclimatique.....	41
2.1 Introduction.....	41
2.2 Description du modèle physique de la toiture et de l'habitat.....	41
2.3 Principe de fonctionnement de la toiture.....	41
2.3.1 Transferts thermiques.....	42
2.4 Formulation mathématique.....	43
2.4.1 Hypothèses simplificatrices.....	43

2.4.2 Equations de base.....	43
2.4.3 Equations au niveau de la toiture.....	44
2.4.3.1 Paroi incliné par rapport à l'horizontale.....	44
2.4.4 Equation de base au niveau de l'habitat.....	46
2.4.5 Equation de la chaleur dans le matériau à changement de phase.....	59
2.4.6. Conditions aux limites.....	50
2.4.7. Performances Energétiques.....	51
2.4.7.1. Efficacité thermique de stockage de chaleur dans les MCPs.....	51
2.4.7.2. Efficacité thermique de déstockage de chaleur dans les MCPs.....	51
2.5 Méthode de résolution.....	52
2.5.1 Approximation du rayonnement solaire.....	52
2.6 Conclusion partielle.....	53
Chapitre 3 : Détermination des paramètres mis en jeu dans le fonctionnement du modèle d'habitat bioclimatique.....	54
3.1 Rappel sur les coefficients de transmission de la chaleur.....	54
3.1.1 Transfert de chaleur par conduction.....	54
3.1.2 Transfert de chaleur par convection.....	55
3.1.3 Transfert de chaleur par rayonnement.....	56
3.2 Détermination des coefficients de transfert de chaleur par conduction.....	57
3.2.1 Au niveau de la toiture.....	57
3.2.2 Au niveau de l'habitat.....	57
3.3 Détermination des coefficients de transferts de chaleur par convection.....	57
3.3.1 Au niveau de la toiture.....	57
3.3.1.1 Paroi externe de la toiture.....	57
3.3.1.2 Paroi interne de la toiture.....	57
a) Enceinte parallélépipédique ouverte :.....	57
b) Enceinte parallélépipédique fermée :.....	58
C) Extrémité inférieure et supérieure de la toiture.....	60
3.3.2 Au niveau de l'enceinte de l'habitat.....	61
3.4 Détermination des coefficients de transfert de chaleur par rayonnement.....	61
3.4.1 Au niveau de la toiture.....	61
3.4.1.2 Paroi interne de la toiture.....	62
a) Transferts radiatifs entre deux plans perpendiculaires ayant un côté commun et entre deux plans de même dimension ayant un côté commun.....	62

b) Transferts radiatifs entre deux plans rectangulaires parallèles de même aire.....	62
3.4.2 Au niveau de l'habitat.....	63
3.4.2.1 Transferts radiatifs entre deux plans parallèles de longueurs infinies.....	63
3.4.2.2 Transferts radiatifs entre deux plans perpendiculaires infinis.....	63
3.5 Conclusion partielle.....	64
Chapitre 4 : Résultats et Discussion.....	65
4.1. Introduction.....	65
4.2. Validation du modèle.....	65
4.3. Etude du stockage de chaleur et performances énergétiques du matériau à changement de phase.....	66
4.4. Partie modélisation.....	71
4.4.1. Distribution de la température pour un habitat classique et un habitat moderne.....	71
4.4.2. Influence des paramètres sur la distribution de la température.....	76
4.5. Partie simulation.....	84
4.5.1. Habitat classique.....	84
4.5.2. Habitat intégrant du Matériau à changement de phase (Paraffine).....	89
4.5.3. Simulation avec les données météorologiques du mois d'avril de la région de Ouagadougou.....	94
4.6. Conclusion partielle.....	97
Chapitre 5 : Analyse économique.....	98
5.1. Introduction.....	98
5.2. Modèles technico-économiques.....	98
5.3. Rappels de quelques notions d'économie.....	98
5.3.1. Facteur d'actualisation.....	98
5.3.2. Evaluation du coût annualisé.....	99
• Coût total annualisé.....	99
• Coût annualisé de fonctionnement.....	99
5.3.3. Retour sur investissement.....	101
5.3.4. Bénéfice.....	101
5.4. Analyse économique des deux habitats.....	102
5.5. Actualisation du coût initial.....	102
5.5.1. Données économiques.....	102
5.6. Méthodologie.....	103
Coût de l'habitat classique.....	103

Coût de consommation d'énergie du climatiseur.....	103
Retour sur investissement.....	104
5.7. Conclusion partielle.....	104
Conclusion générale.....	105
Bibliographies.....	107
ANNEXES.....	115
Annexe A : Modèle de Lui et Jordan.....	116
Annexe B : Propriétés physiques de l'air humide.....	127
Annexe C : Facteurs de forme géométrique.....	131
Annexe D : Abaques des facteurs de forme.....	138
Annexe E : Les coefficients de la matrice.....	140

Liste des figures

Figure 1.1 : Configuration de la toiture destinée au piégeage du rayonnement solaire Par B. Givoni.....	23
Figure 1.2 : Carte géographique de la République de Guinée.....	24
Figure 1.3 : Zone de confort thermique maximal dans l'habitat.....	26
Figure 1.4 : Architecture traditionnelle : Village au nord du Mali par A. Bowen.....	28
Figure 1.5 : Schéma comparatif des inerties thermiques en fonction de l'épaisseur et de la nature du matériau.....	29
Figure 1.6 : Stockeur de fraîcheur en plein air.....	30
Figure 1.7 : Coupe verticale du mur trombe-composite.....	32
Figure 1.8 : Inclusion du MCP encapsulé dans les briques.....	33
Figure 1.9 : Fenêtre intégrant du MCP.....	35
Figure 1.10 : Comparaison entre deux compartiments l'un intégrant du MCP et l'autre sans MCP.....	36
Figure 2.1 : Schéma de la toiture du modèle d'habitat.....	43
Figure 2.2 : Schéma de l'habitat bioclimatique.....	48
Figure 2.3 : Evolution de la température du MCP avec changement d'état.....	50
Figure 4.1 : Validation du modèle.....	66
Figure 4.2 : Courbe de comparaison entre deux matériaux à changement de phase.....	67
Figure 4.3 : Evolution de la chaleur stockée dans le MCP aux différents points au cours du temps.....	68
Figure 4.4 : Chaleur stockée dans le MCP en fonction de la variation de l'épaisseur.....	68
Figure 4.5 : Enthalpie en fonction de la température.....	69
Figure 4.6 : Chaleur stockée et déstockée dans le MCP.....	69
Figure 4.7 : Efficacité de stockage et de déstockage de chaleur dans le MCP.....	70
Figure 4.8 : Fraction moyenne massique de charge et de décharge.....	71

Figure 4.9 : Influence du flux solaire sur l'efficacité de stockage et de déstockage.....	71
Figure 4.10 : Profil de températures de l'air de l'habitat intégrant de la Paraffine RT27 et du Sel hydraté comme MCP.....	72
Figure 4.11 : Température de l'air intérieur habitat avec et sans MCP premier jour.....	73
Figure 4.12 : Evolution de températures sur le toit extérieur, le plancher et le faux plafond inférieur habitat avec et sans MCP.....	73
Figure 4.13 : Profil de températures air toiture habitat avec et sans MCP.....	74
Figure 4.14 : Profil de températures mur sud extérieur et intérieur habitat avec et sans MCP.....	75
Figure 4.15 : Profil de températures du mur nord extérieur et intérieur habitat avec et sans MCP.....	75
Figure 4.16 : Profil de températures mur est extérieur et intérieur habitat avec et sans MCP.....	76
Figure 4.17 : Profil de températures mur ouest extérieur et intérieur habitat avec et sans MCP.....	76
Figure 4.18 : Influence de l'épaisseur sur la température de l'air de l'habitat avec et sans MCP.....	77
Figure 4.19 : Influence de l'épaisseur sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP.....	77
Figure 4.20 : Influence de la variation du flux sur la température de l'air intérieur de l'habitat avec et sans MCP.....	78
Figure 4.21 : Influence de la variation du flux sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP.....	79
Figure 4.22 : Influence de la variation du flux sur la température de l'air intérieur de la toiture de l'habitat avec et sans MCP.....	79
Figure 4.23 : Influence de la variation de l'épaisseur du mur sur la température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat avec et sans MCP.....	80
Figure 4.24 : Influence de la variation du taux de renouvellement d'air sur la température de l'air à l'intérieur de l'habitat avec et sans MCP.....	81
Figure 4.25 : Influence de la variation du taux de renouvellement d'air sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP.....	81

Figure 4.26 : Influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat avec et sans MCP.....	82
Figure 4.27 : Influence de la variation de la température maximale sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP.....	82
Figure 4.28 : Influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air intérieur de la toiture de l'habitat avec et sans MCP.....	83
Figure 4.29 : Influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air intérieur de l'habitat avec et sans MCP.....	84
Figure 4.30 : Influence de la variation de la température minimale sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP.....	84
Figure 4.31 : Influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat avec et sans MCP.....	85
Figure 4.32 : Température de l'air à l'intérieur de l'habitat classique pour les 12 journées types.....	86
Figure 4.33 : Température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat classique pour les 12 journées types.....	86
Figure 4.34 : Profil de température toiture extérieure de l'habitat classique pour les 12 journées types.....	87
Figure 4.35 : Profil de température paroi inférieure du faux plafond de l'habitat classique pour les 12 journées types.....	88
Figure 4.36 : Profil de température paroi planché de l'habitat classique pour les 12 journées types.....	88
Figure 4.37 : Profil de température du mur sud intérieur de l'habitat classique pour les 12 journées types.....	89
Figure 4.38 : Profil de température du mur sud extérieur de l'habitat classique pour les 12 journées types.....	90
Figure 4.39 : Température de l'air à l'intérieur de l'habitat moderne pour les 12 journées types.....	91
Figure 4.40 : Température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat moderne pour les 12 journées types.....	91

Figure 4.41 : Profil de température toiture extérieure de l'habitat moderne pour les 12 journées types.....	92
Figure 4.42 : Profil de température paroi inférieure du faux plafond de l'habitat moderne pour les 12 journées types.....	93
Figure 4.43 : Profil de température paroi planché de l'habitat moderne pour les 12 journées types.....	94
Figure 4.44 : Profil de température du mur sud intérieur de l'habitat moderne pour les 12 journées types.....	94
Figure 4.45 : Profil de température du mur sud extérieur de l'habitat moderne pour les 12 journées types.....	95
Figure 4.46 : Température air toiture de l'habitat avec et sans MCP pour le mois d'avril.....	96
Figure 4.47 : Température air intérieur de l'habitat avec et sans MCP pour le mois d'avril...	97
Figure 4.48 : Température mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP pour le mois d'avril.....	97
Figure 4.49 : Température Plancher et faux plafond de l'habitat avec et sans MCP pour le mois d'avril.....	98

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Propriétés thermophysiques des matériaux de la toiture et de l'habitat.....	43
Tableau 3.1 : Valeur limite de l'angle d'inclinaison de l'enceinte parallélépipédique par rapport à l'horizontale (α^*).....	60
Tableau 5.1 : Habitat classique.....	104
Tableau 5.2 : Habitat moderne.....	104
Tableau 5.3 : Fonctionnement.....	104
Tableau 5.4 : Divers.....	105

Nomenclature

BTS	briques de terre stabilisées
C_{p_i}	capacité thermique massique de la paroi [J/kg.K]
C_{p_s}	capacité thermique massique du MCP solide [J/kg.K]
C_{p_l}	capacité thermique massique du MCP liquide [J/kg.K]
$C_{p_{ti}}$	capacité thermique massique de la toiture intérieure [J/k.K]
$C_{p_{air}}$	capacité thermique massique de l'air [J/kg.K]
$C_{p_{pnc}}$	capacité thermique massique de la paroi nord comble [J/kg.K]
$C_{p_{pwc}}$	capacité thermique massique de la paroi ouest comble [J/kg.K]
$C_{p_{pfpl}}$	capacité thermique massique de la paroi faux plafond [J/kg.K]
$C_{p_{pnh}}$	capacité thermique massique de la paroi nord de l'habitat [J/kg.K]
EFS	efficacité de stockage [%]
EFDS	efficacité de déstockage [%]
$E_{p_{tex}}$	épaisseur de la toiture extérieure [m]
$E_{p_{ti}}$	épaisseur de la toiture intérieure [m]
$E_{p_{pnc}}$	épaisseur de la paroi nord comble [m]
F_i	facteur de forme géométrique entre deux parois
$F_{ti,pfpls}$	facteur de forme géométrique entre la toiture intérieure et la paroi du faux plafond supérieur
$F_{ti,pnci}$	facteur de forme géométrique entre la toiture intérieure et la paroi nord comble intérieure
$F_{ti,peci}$	facteur de forme géométrique entre la toiture intérieure et la paroi est comble intérieure
$F_{ti,pwci}$	facteur de forme géométrique entre la toiture intérieure et la paroi ouest comble intérieure
$F_{pnci,ti}$	facteur de forme géométrique entre la paroi nord comble intérieure de la toiture et la toiture intérieure
$F_{pnci,pfpls}$	facteur de forme géométrique entre la paroi nord comble intérieure de la toiture et la paroi faux plafond supérieur
$F_{pnci,peci}$	facteur de forme géométrique entre la paroi nord comble intérieure de la toiture et la paroi est comble intérieure
$F_{pnci,pwci}$	facteur de forme géométrique entre la paroi nord comble intérieure de la toiture et la paroi ouest comble intérieure

$F_{pwci,ti}$	facteur de forme géométrique entre la paroi ouest comble intérieure de la toiture et la toiture intérieure
$F_{pwci,pfpls}$	facteur de forme géométrique entre la paroi ouest comble intérieure de la toiture et la paroi faux plafond supérieure
$F_{pwci,peci}$	facteur de forme géométrique entre la paroi ouest comble intérieure de la toiture et la paroi est comble intérieure
$F_{pwci,pnci}$	facteur de forme géométrique entre la paroi ouest comble intérieure de la toiture et la paroi nord comble intérieure
$F_{peci,ti}$	facteur de forme géométrique entre la paroi est comble intérieure de la toiture et la toiture intérieure
$F_{peci,pfpls}$	facteur de forme géométrique entre la paroi est comble intérieure de la toiture et la paroi faux plafond supérieure
$F_{peci,pwci}$	facteur de forme géométrique entre la paroi est comble intérieure de la toiture et la paroi ouest comble intérieure
$F_{peci,pnci}$	facteur de forme géométrique entre la paroi est comble intérieure de la toiture et la paroi nord comble intérieure
$F_{pfpls,ti}$	facteur de forme géométrique entre la paroi faux plafond supérieure et la toiture intérieure
$F_{pfpls,peci}$	facteur de forme géométrique entre la paroi faux plafond supérieure et la paroi est comble intérieure
$F_{pfpls,pwci}$	facteur de forme géométrique entre la paroi faux plafond supérieure et la paroi ouest comble intérieure
$F_{pfpls,pnci}$	facteur de forme géométrique entre la paroi faux plafond supérieure et la paroi nord comble intérieure
$F_{pni,pipl}$	facteur de forme géométrique entre la paroi nord intérieure et la paroi intérieure du plancher de l'habitat
$F_{pni,psi}$	facteur de forme géométrique entre la paroi nord intérieure et la paroi sud intérieure de l'habitat
$F_{pni,pei}$	facteur de forme géométrique entre la paroi nord intérieure et la paroi est intérieure de l'habitat
$F_{pni,pwi}$	facteur de forme géométrique entre la paroi nord intérieure et la paroi ouest intérieure de l'habitat
$F_{pni,pfli}$	facteur de forme géométrique entre la paroi nord intérieure et la paroi faux plafond inférieure de l'habitat

$F_{\text{pipl,pfpli}}$	facteur de forme géométrique entre la paroi inférieure du plancher et la paroi faux plafond inférieure de l'habitat
hc_{ex}	coefficient de convection toiture extérieure [W/m ² .K]
hc_1	coefficient de convection entre la toiture intérieure et l'air [W/m ² .K]
hc_{ti}	coefficient de convection entre la toiture intérieure et l'air [W/m ² .K]
hc_{pfpls}	coefficient de convection entre la paroi faux plafond supérieure et l'air [W/m ² .K]
hc_{pncl}	coefficient de convection entre la paroi nord comble intérieure de la toiture et l'air [W/m ² .K]
hc_{peci}	coefficient de convection entre la paroi est comble intérieure de la toiture et l'air [W/m ² .K]
hc_{pwci}	coefficient de convection entre la paroi ouest comble intérieure de la toiture et l'air [W/m ² .K]
hx_{ij}	coefficient de convection entre une paroi et l'air [W/m ² .K]
$H_{i,j}$	enthalpie dans le MCP au point i et j [J]
H16	enthalpie au point de hauteur 16 mm [J]
H2	enthalpie au point de hauteur 2 mm [J]
$hr_{\text{sol,tex}}$	coefficient de rayonnement entre le sol et le toit extérieur [W/m ² .K]
$hr_{\text{vc,tex}}$	coefficient de rayonnement entre la voûte céleste et le toit extérieur [W/m ² .K]
$hr_{\text{li,ti}}$	coefficient de rayonnement entre la toiture intérieure et les autres parois [W/m ² .K]
$hr_{\text{3i,ti}}$	coefficient de rayonnement entre la paroi nord intérieure de la toiture et les autres parois [W/m ² .K]
$hr_{\text{5i,ti}}$	coefficient de rayonnement entre la paroi ouest intérieure de la toiture et les autres parois [W/m ² .K]
$hr_{\text{4i,ti}}$	coefficient de rayonnement entre la paroi est intérieure de la toiture et les autres parois [W/m ² .K]
$hr_{\text{vc,pnce}}$	coefficient de rayonnement entre la voûte céleste et la paroi nord comble extérieure de la toiture [W/m ² .K]

$hr_{sol,pnce}$	coefficient de rayonnement entre le sol et la paroi nord comble extérieure de la toiture [W/m ² .K]
$hr_{2i,ti}$	coefficient de rayonnement entre la paroi faux plafond supérieur et les autres parois de la toiture [W/m ² .K]
$hr_{ti,pfpls}$	coefficient de rayonnement entre la toiture intérieure et la paroi faux plafond supérieur [W/m ² .K]
$hr_{ti,pnci}$	coefficient de rayonnement entre la toiture intérieure et la paroi nord comble intérieure [W/m ² .K]
$hr_{ti,peci}$	coefficient de rayonnement entre la toiture intérieure et la paroi est comble intérieure [W/m ² .K]
$hr_{ti,pwci}$	coefficient de rayonnement entre la toiture intérieure et la paroi ouest comble intérieure [W/m ² .K]
$hr_{pnci,ti}$	coefficient de rayonnement entre la paroi nord comble intérieure de la toiture et la toiture intérieure [W/m ² .K]
$hr_{pnci,pfpls}$	coefficient de rayonnement entre la paroi nord comble intérieure de la toiture et la paroi faux plafond supérieure [W/m ² .K]
$hr_{pnci,peci}$	coefficient de rayonnement entre la paroi nord comble intérieure de la toiture et la paroi est comble intérieur [W/m ² .K]
$hr_{pnci,pwci}$	coefficient de rayonnement entre la paroi nord comble intérieure de la toiture et la paroi ouest comble intérieur [W/m ² .K]
$hr_{pwci,ti}$	coefficient de rayonnement entre la paroi ouest comble intérieure de la toiture et la toiture intérieure [W/m ² .K]
$hr_{pwci,pfpls}$	coefficient de rayonnement entre la paroi ouest comble intérieure de la toiture et la paroi faux plafond supérieure [W/m ² .K]
$hr_{pwci,peci}$	coefficient de rayonnement entre la paroi ouest comble intérieure de la toiture et la paroi est comble intérieure [W/m ² .K]
$hr_{pwci,pnci}$	coefficient de rayonnement entre la paroi ouest comble intérieure de la toiture et la paroi nord comble intérieure [W/m ² .K]

$hr_{peci,ti}$	coefficient de rayonnement entre la paroi est comble intérieure de la toiture et la toiture intérieure [W/m ² .K]
$hr_{peci,pfpls}$	coefficient de rayonnement entre la paroi est comble intérieure de la toiture et la paroi faux plafond supérieure [W/m ² .K]
$hr_{peci,pwci}$	coefficient de rayonnement entre la paroi est comble intérieure de la toiture et la paroi ouest comble intérieure [W/m ² .K]
$hr_{peci,pnci}$	coefficient de rayonnement entre la paroi est comble intérieure de la toiture et la paroi nord comble intérieure [W/m ² .K]
$hr_{pfpls,ti}$	coefficient de rayonnement entre la paroi faux plafond supérieure et la toiture intérieure [W/m ² .K]
$hr_{pfpls,peci}$	coefficient de rayonnement entre la paroi faux plafond supérieure et la paroi est comble intérieure [W/m ² .K]
$hr_{pfpls,pwci}$	coefficient de rayonnement entre la paroi faux plafond supérieure et la paroi ouest comble intérieure [W/m ² .K]
$hr_{pfpls,pnci}$	coefficient de rayonnement entre la paroi faux plafond supérieure et la paroi nord comble intérieure [W/m ² .K]
$hr_{vc,pne}$	coefficient de rayonnement entre la voûte céleste et la paroi nord extérieure de l'habitat [W/m ² .K]
$hr_{sol,pne}$	coefficient de rayonnement entre le sol et la paroi nord extérieure de l'habitat [W/m ² .K]
$hr_{pni,pipl}$	coefficient de rayonnement entre la paroi nord intérieure et la paroi intérieure du plancher de l'habitat [W/m ² .K]
$hr_{pni,psi}$	coefficient de rayonnement entre la paroi nord intérieure et la paroi sud intérieure de l'habitat [W/m ² .K]
$hr_{pni,pei}$	coefficient de rayonnement entre la paroi nord intérieure et la paroi est intérieure de l'habitat [W/m ² .K]
$hr_{pni,pwi}$	coefficient de rayonnement entre la paroi nord intérieure et la paroi ouest intérieure de l'habitat [W/m ² .K]

$hr_{pni,pfpli}$	coefficient de rayonnement entre la paroi nord intérieure et la paroi faux plafond inférieure de l'habitat [$W/m^2.K$]
$hr_{pipl,pfpli}$	coefficient de rayonnement entre la paroi intérieure du plancher et la paroi faux plafond inférieure de l'habitat [$W/m^2.K$]
K_{tex}	conductivité thermique de la toiture extérieure [$W/m.K$]
K_{ti}	conductivité thermique de la toiture intérieure [$W/m.K$]
K_{pnc}	conductivité thermique de la paroi nord comble [$W/m.K$]
K_{pnh}	conductivité thermique de la paroi nord de l'habitat [$W/m.K$]
L	longueur du MCP [m]
$mMCPs$	matériaux à changement de phase microencapsulé
M_i	masse de la paroi [kg]
M_{tex}	masse de la toiture extérieure [kg]
M_{ti}	masse de la toiture intérieure [kg]
M_{air}	masse de l'air [kg]
M_{pnc}	masse de la paroi nord comble [kg]
M_{pwc}	masse de la paroi ouest comble [kg]
M_{pfpl}	masse de la paroi faux plafond [kg]
M_{pnh}	masse de la paroi nord de l'habitat [kg]
RGH	rayonnement solaire global [W/m^2]
$TEMP$	température ambiante [K]
T_i	température de la paroi [$^{\circ}C$]
T_{tex}	température de la toiture extérieure [$^{\circ}C$]
T_{ti}	température de la toiture intérieure [$^{\circ}C$]
T_{tex}	température de la toiture extérieure [$^{\circ}C$]
T_{sol}	température du sol [$^{\circ}C$]
T_{airt}	température de l'air à l'intérieur de la toiture [$^{\circ}C$]
T_i	température de parois [$^{\circ}C$]
$T_{i,j}$	température à l'intérieur du MCP au point i et j [$^{\circ}C$]
T_F	température de fusion du MCP [$^{\circ}C$]
T_{amb}	température ambiante [$^{\circ}C$]
T_{mcp}	température du MCP [$^{\circ}C$]
T_{ref}	température de référence [$^{\circ}C$]

T_{pfpls}	température de la paroi faux plafond supérieure [°C]
T_{pnoci}	température de la paroi nord comble intérieure de la toiture [°C]
T_{peci}	température de la paroi est comble intérieure de la toiture [°C]
T_{pwoei}	température de la paroi ouest comble intérieure de la toiture [°C]
T_{pnce}	température de la paroi nord comble extérieure de la toiture [°C]
T_{pfpli}	température de la paroi faux plafond inférieur [°C]
T_{pne}	température de la paroi nord extérieure de l'habitat [°C]
T_{airh}	température de l'air à l'intérieur de l'habitat [°C]
T_{spl}	température de la surface du plancher [°C]
T_{pipl}	température de la paroi intérieure du plancher de l'habitat [°C]
T_{pfpli}	température de la paroi faux plafond inférieure de l'habitat [°C]
TAIH	température de l'air à l'intérieur de l'habitat sans MCP [°C]
TAIMCP	température de l'air à l'intérieur de l'habitat intégrant du MCP [°C]
TSEH	température du mur sud extérieur de l'habitat sans MCP [°C]
TSEMCP	température du mur sud extérieur de l'habitat intégrant du MCP [°C]
TSIH	température du mur sud intérieur de l'habitat sans MCP [°C]
TSIMCP	température du mur sud intérieur de l'habitat intégrant du MCP [°C]
TAIH10	température de l'air à l'intérieur de l'habitat sans MCP pour une épaisseur du mur fixée à 10 cm [°C]
TAIMCP10	température de l'air à l'intérieur de l'habitat intégrant du MCP pour une épaisseur du mur fixée à 15 cm [°C]
TAFX7	température de l'air à l'intérieur de l'habitat sans MCP pour un flux solaire maximal fixé à 700 W/m ² [°C]
TAMFX10	température de l'air à l'intérieur de l'habitat intégrant du MCP pour un flux solaire maximal fixé à 1000 W/m ² [°C]
TATFX7	température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat sans MCP pour un flux solaire maximal fixé à 700 W/m ² [°C]
TATMFX16	température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat intégrant du MCP pour un flux solaire maximal fixé à 1600 W/m ² [°C]
TSIFX7	température du mur sud intérieur de l'habitat sans MCP pour un flux solaire maximal fixé à 700 W/m ² [°C]
TSIMFX13	température du mur sud intérieur de l'habitat intégrant du MCP pour un flux solaire maximal fixé à 1300 W/m ² [°C]

TAHTAU3	température de l'air à l'intérieur de l'habitat sans MCP pour un taux de renouvellement d'air fixé à 3/24h [°C]
TAMTAU9	température de l'air à l'intérieur de l'habitat intégrant du MCP pour un taux de renouvellement d'air fixé à 9/24h [°C]

Lettres grecs et indices

ρ_s	masse volumique du MCP solide [kg/m ³]
λ_s	conductivité thermique du MCP solide [W/m.K]
Δt	pas de temps [s]
α	coefficient de convection [W/m ² .K]
ΔX et ΔY	pas d'espaces [m]
ρ_l	masse volumique du MCP liquide [kg/m ³]
λ_{ref}	conductivité thermique de référence du MCP [W/m.K]
ϕ_{ra}	flux d'échange par renouvellement d'air [J/h]
α_{tex}	coefficient d'absorption de la toiture extérieure
φ_{tex}	flux solaire incident sur la toiture extérieure [W/m ²]
α_{pne}	coefficient d'absorption de la paroi nord extérieure
φ_{pne}	flux solaire incident sur la paroi nord extérieure [W/m ²]

Introduction générale

Le secteur du bâtiment se classe aujourd'hui parmi les trois gros consommateurs d'énergie dans le monde avec le secteur du transport et celui de l'industrie [1, 2]. La part de la consommation de l'énergie dans le secteur du bâtiment s'élève à 40% de l'énergie mondiale [2, 3] et 50% de cette consommation annuelle est causé généralement par les systèmes de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air [4]. Face à cette consommation qui augmente le coût de l'énergie et aux conséquences négatives des émissions de gaz à effet de serre, il est devenu indispensable de développer des systèmes innovants permettant d'améliorer l'efficacité énergétique, de mieux maîtriser la demande énergétique et de réduire les émissions de CO₂. En outre, près de la moitié de la consommation d'énergie du bâtiment est consacrée aux climatiseurs des pays développés [5, 2].

Néanmoins, une grande partie de l'énergie de conditionnement de l'espace est finalement perdue à travers l'enveloppe du bâtiment en raison du manque d'inertie thermique dans les bâtiments modernes. Ainsi, l'économie d'énergie et la conception de bâtiments écologiques sont devenues un important domaine de recherche. Un thème commun parmi les stratégies efficaces de conception de bâtiment est l'amélioration de la masse thermique de l'enveloppe du bâtiment pour stocker l'énergie thermique pendant la journée et restituer au bâtiment pendant la nuit plus fraîche. Cela peut réduire les températures maximales et les fluctuations de températures à l'intérieur de l'habitat [6, 7].

L'architecture bioclimatique, quant à elle, est une technique dont le coût n'est pas trop élevé, ce qui permet de faire des économies spectaculaires. Un grand nombre de maisons construites par nos ancêtres utilisaient déjà cette technologie. Alors le souci du rendement et du profit a conduit à la perte de qualité, à l'utilisation des matériaux malsains et moins chers et à la réduction des espaces, pour obtenir ce que nous voyons aujourd'hui : cages et villas où il ne fait pas bon vivre [8].

L'application des principes bioclimatiques est un facteur de réduction de la consommation d'énergie et des émissions de CO₂ dans le secteur de la construction [9, 10].

Au cours des vingt dernières années, plusieurs formes de matériaux à changement de phase encapsulés en vrac ont été commercialisées pour les systèmes solaires actifs et passifs, y compris le gain direct. Cependant, la surface de la plupart des produits commerciaux encapsulés était insuffisante pour fournir de la chaleur au bâtiment après que le matériau à

changement de phase ait été fondu par la lumière directe du soleil. D'autre part, les murs et les plafonds d'un bâtiment offrent de grandes zones de transfert de chaleur passif dans chaque zone du bâtiment [11].

L'intégration de matériaux à changement de phase dans des murs du bâtiment permet de stocker une grande quantité d'énergie par chaleur latente dans un petit volume de matériaux [12]. La particularité des matériaux à changement de phase est qu'ils peuvent stocker l'énergie thermique par chaleur latente, ainsi que par chaleur sensible [13]. Le stockage d'énergie thermique est une technologie attrayante car c'est la méthode la plus appropriée pour combler l'écart entre la demande et l'offre d'énergie [14, 15].

L'objectif de cette recherche est de contribuer à l'amélioration de performances thermiques d'un habitat bioclimatique en briques de terre stabilisées par intégration du Matériau à changement de phase pour un climat tropical sec et humide. Telle est la raison pour laquelle nous avons choisis le thème intitulé : Etude numérique des performances thermiques d'un habitat bioclimatique. La simulation du fonctionnement de l'habitat est effectuée en utilisant la notion de journée type et les données météorologiques des 15 dernières années (1992-2006) de la ville de Ouagadougou.

Le premier chapitre de ce manuscrit est consacré à des rappels bibliographiques relatifs à la climatisation passive et l'utilisation des matériaux à changement de phase dans les enveloppes des bâtiments pour le stockage de chaleur.

Dans le deuxième chapitre, nous présentons la modélisation du modèle d'habitat bioclimatique retenu pour notre étude et la méthode de résolution, puis nous déterminons les paramètres mis en jeu dans le fonctionnement du système dans le chapitre 3. Les équations de transferts de chaleur sont basées sur l'analogie entre les transferts électriques et les transferts de chaleur. Ces équations font intervenir de nombreux coefficients de transferts dont les expressions semi empiriques sont formulées dans ce chapitre 3.

Le quatrième chapitre est consacré à la partie résultats et discussion de la modélisation et l'analyse des résultats de nos simulations, suivie du dernier chapitre dans lequel, nous faisons une analyse économique afin de déterminer le retour sur investissement.

Chapitre 1 : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Introduction

En Guinée, les habitats ont été construits jusqu'à nos jours sans le respect des normes énergétiques et environnementales. En effet, il en ressort que les charges sont élevées pour les consommateurs non sensibilisés à l'utilisation commode de l'énergie électrique. A cet effet, la consommation d'énergie dans le secteur de l'habitat et autres coûte à l'Etat un coût financier de 1200 milliards de francs guinéens par an, soit 107 426 770 euros (Cent sept million quatre cent vingt six mille sept cent soixante dix milles euros), selon le Ministère de l'Energie et de l'Hydraulique [16].

Ces charges sont très importantes pour un pays comme la Guinée dont le revenu est très faible. De ce fait, la promotion de nouvelles techniques de climatisation à faible consommation d'énergie et l'amélioration de l'efficacité énergétique des habitats s'avèrent indispensables. La climatisation passive qui consiste à minimiser l'action du rayonnement solaire sur l'ambiance interne par diverses techniques et à exploiter les caractéristiques architecturales des bâtiments s'avère très prometteuse. Ainsi, le terme bioclimatique se réfère à quelques principes de base où la conception et la construction de l'habitat tiennent compte de son environnement pour créer une ambiance interne conforme au confort thermique [17]. Dans ce chapitre, nous abordons quelques rappels bibliographiques portant sur l'habitat bioclimatique.

1.2 Climatisation passive

Jusqu'en 1953, la problématique du climat n'a pas été considérée comme un critère important dans la conception architecturale [18], bien que, le chauffage passif et les techniques de rafraîchissement par ventilation naturelle et l'éclairage naturel aient fait l'objet de nombreux travaux aussi bien théoriques qu'expérimentaux [19, 20]. Il est communément admis que la connaissance de différentes techniques de climatisation passive permet de diminuer la charge énergétique de l'habitat et tout en améliorant son confort. Des systèmes passifs destinés au chauffage (toiture de type capteurs solaires, murs trombes,...etc.) et au refroidissement (cheminée solaire, toiture de type capteurs solaires) de bâtiments ont été passé en revue dans [21].

Quelques principes de conception architecturale basés sur l'environnement pour une région chaude et humide et quelques analyses numériques et expérimentales de la climatisation passive assurée par la ventilation naturelle ont été examinés dans les références [22, 20]. Ces différents travaux montrent que les méthodes retenues lors de la conception d'une toiture bioclimatique font intervenir différentes techniques telles que le piégeage du

rayonnement solaire par la toiture [23], l'utilisation de cheminée solaire [24, 25] et de capteurs solaires plan [26]-[27].

Dans les zones à climat chaud et sec, la voûte céleste se comporte comme une source froide pour une toiture composée d'un système évapo-condensatif constitué de sacs en titane remplis de galets et d'eau de faible quantité [28]. En effet, la température de la voûte céleste peut descendre jusqu'à 30 °C en-dessous de la température de l'air ambiant. En région sèche, la température minimale est observée en milieu d'après midi. Ainsi, la différence entre la température ambiante et celle de l'intérieur d'un habitat, équipé d'une telle toiture peut atteindre 4°C. Cette toiture, appelée toiture diode, très peu onéreuse, permet l'évacuation par les transferts radiatifs avec la voûte céleste des calories de l'habitat, même pendant la journée et atténue l'impact des apports solaires sur l'ambiance interne de l'habitat.

Garde a procédé à une étude de faisabilité de la climatisation passive d'un habitat adapté au climat tropical des Départements d'Outre-mer Français (DOM) [29]. Les résultats de ces travaux ont conduit à l'élaboration d'un document de référence sur la réglementation thermique dans la conception du projet ECODOM des logements adaptés au climat tropical des DOM [30] notamment :

- ✓ Implanter le bâtiment dans des zones à bonne potentialité de ventilation ;
- ✓ Orienter les façades principales du bâtiment vers les brises pendant les mois les plus chauds ;
- ✓ Tenir compte du microclimat en implantant le bâtiment ;
- ✓ Créer une bonne végétation autour des bâtiments. Ainsi, deux projets de résidences ont été réalisés en respectant les normes reportés dans le document de référence.

Une étude numérique basée sur la méthode des analogies électriques des transferts dans une toiture assimilée à un capteur solaire plan inclinée par rapport à l'horizontale, montre que pour des angles d'inclinaison compris entre 20° et 60°, l'inertie thermique des différents matériaux constituant la toiture n'influence pas de façon significative les transferts qui s'y déroulent [31, 32]. Pour un angle d'inclinaison compris entre 20° et 45° par rapport à l'horizontale et une distance entre les plaques des parties inférieure et supérieure de la toiture comprise entre 10 et 14 cm, la longueur de la toiture est comprise entre 100 et 130 cm.

Une étude comparative effectuée avec le code numérique "EVITA" [33] des performances thermiques d'un habitat équipé d'une toiture isolée et une toiture assimilée à un

capteur solaire plan à eau connecté à un bassin d'eau montre que le refroidissement de cette toiture est assuré par les pertes radiatives entre l'eau du capteur de la toiture et la voûte céleste. Une telle toiture conduit à un coefficient d'efficacité thermique supérieur à celui obtenu pour la toiture isolée. Effectué avec le code numérique EVITA [33].

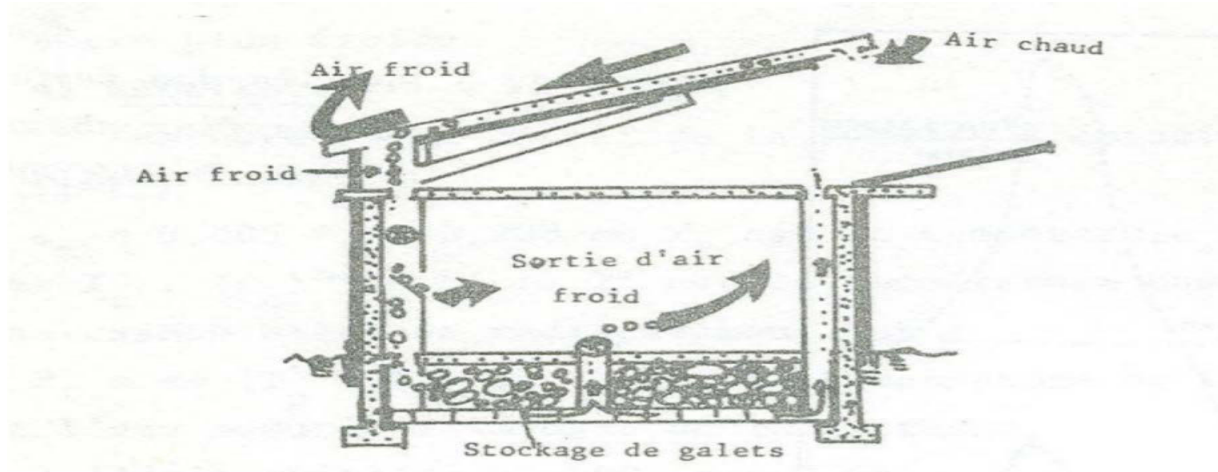


Figure 1.1 Configuration de la toiture destinée au piégeage du rayonnement solaire [33]

La toiture d'un habitat assimilée à un capteur plan à air dont la couverture est composée de tuiles en briques et de plaques en gypse, réduit les transferts de chaleur à l'intérieur de l'habitat et y engendre une ventilation naturelle [34].

1.3 Climatisation passive en Guinée

1.3.1 Conditions climatiques

La Guinée est un pays de l'Afrique de l'Ouest, limitée au nord par le Sénégal et la Mali, à l'Ouest par la Guinée Bissau et l'Océan Atlantique, au sud par la Sierra Leone et le Libéria, à l'Est par la Côte d'Ivoire (figure 1.2). Elle couvre une superficie de 245 857 Km² [35].

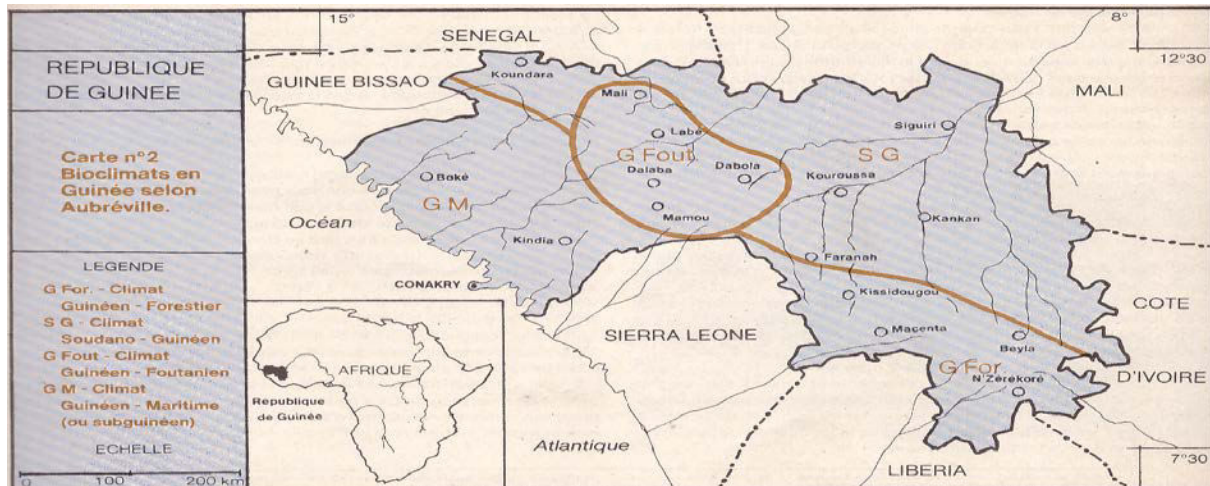


Figure 1.2 Carte géographique de la République de Guinée [36]

Le climat est de type tropical. Les quatre régions ont leurs propres particularités climatiques en raison de la diversité du relief. Le climat tropical comprend :

1- Climat tropical maritime en Basse Guinée

La Basse Guinée connaît les précipitations les plus fortes et les températures les plus constantes. La saison des pluies dure six mois avec des précipitations abondantes (5000 mm en moyenne) avec un pic au mois d'août. Les températures oscillent entre 23°C et 35°C. Conakry, (la capitale), reçoit 4267 mm de pluie par an, avec une moyenne des températures de 27°C.

2- Climat tropical de montagne en Moyenne Guinée

Cette zone se caractérise par une saison des pluies qui dure cinq mois. Les précipitations sont moins importantes et oscillent entre 1600 mm et 2000 mm avec des températures adoucies variant de 20°C à 25°C le jour et 5°C à 10°C la nuit en hiver.

3- Climat tropical sec ou Subsoudanien en Haute Guinée

Le climat est sec et la saison des pluies varie de 3 à 4 mois avec une moyenne annuelle de 1500 mm. Les températures sont élevées, presque toute l'année (40°C), exception faite pour les mois de Décembre et Février (15°C) à cause de l'arrivée de l'harmattan.

4- Climat subéquatorial en Guinée Forestière

Il se caractérise par deux périodes pluvieuses, séparées par une petite saison sèche (de 2 à 3 mois) qui tend à disparaître. Pendant la saison des pluies, il tombe entre 1500 et 2600 mm d'eau. La température (de 24°C à 28°C) et l'humidité sont constantes tout au long de l'année.

1.3.2 L'habitat bioclimatique

En République de Guinée, l'habitat bioclimatique à ce jour, n'a pas connu un développement comparable à celui des pays d'Europe, d'Asie et du Maghreb malgré l'accroissement constant de la consommation d'énergie dans l'habitat [34, 26]. Cependant, les autorités du pays, ont opté pour le développement des matériaux locaux pour la construction et l'utilisation de l'énergie solaire dans l'habitat. C'est ainsi, que des machines hydraform ont été commandées par le gouvernement pour la fabrication des briques de terre stabilisée (80% d'argiles et 20% de ciment) et l'installation des Thermiques ou Photovoltaïques dans certaines régions administratives de la Guinée.

L'architecture bioclimatique est une technique dont le coût n'est pas trop élevé, qui permet de faire des économies spectaculaires. Un grand nombre d'habitats construits traditionnellement, utilisant des matériaux de qualité et d'une bonne finition. Puis le souci du rendement et du profit a entraîné la perte de qualité, l'utilisation de matériaux malsains et moins coûteux, la réduction des espaces, pour obtenir ce que l'on voit aujourd'hui, des cages à lapins et des villas où le bien vivre est absent [8].

L'objectif de l'architecture bioclimatique est d'économiser le plus d'énergie possible grâce à l'architecture de l'habitat adaptée au climat, c'est à dire : capter, stocker, distribuer et réguler l'énergie tout en évitant les déperditions thermiques dues au vent.

La conception des bâtiments repose principalement sur des critères d'économie d'énergie [37] ; Il associe l'isolation, contributions solaire, inertie avec confort thermique, parce qu'il est défini d'une part comme la satisfaction exprimée par un individu par rapport à l'environnement thermique du milieu dans lequel il évolue [38].

La sensation de confort est une notion difficile à quantifier. Elle dépend d'un grand nombre de critères ayant pour but la réalisation d'un équilibre thermique adéquat entre le corps humain et son environnement [39].

Le confort thermique est un besoin évident et toutes les structures bâties (secteur habitable) ou construites (secteur des transports) sont équipées de systèmes permettant de réchauffer ou de refroidir le climat intérieur [40, 41]. De nombreuses études physiques ou psychophysiques ont montré des relations entre l'intensité de la sensation et celle du stimulus. La sensation augmente en fonction de l'intensité du stimulus ou de l'écart entre le stimulus et un seuil.

Pour les aspects thermiques, la sensation résulte souvent de l'activité concomitante des capteurs au froid et au chaud. La sensation globale ainsi générée, donne ou non naissance à l'inconfort. Pour certaines personnes, le confort sera senti dans une zone de ni chaud -ni froid, pour d'autres dits (frileux) dans une zone plutôt chaude et, pour le reste, dans une zone fraîche.

Le confort thermique dépend de l'état physiologique désiré où les gens peuvent ressentir la sensation de chaud ou de froid. Cette sensation de confort est contrôlée par les échanges thermiques entre le corps et l'environnement. Ces échanges sont, en dehors des parties du corps couvertes par les vêtements, essentiellement des échanges convectifs et radiatifs. Il ne suffit donc pas que la température de l'atmosphère ait une valeur ressentie comme confortable mais il faut que la peau ne transmette pas la sensation de trop chaud ou de trop froid. Ceci peut être vrai si le rayonnement des parois sur le corps crée cette sensation. Il est donc important d'avoir des parois dont les températures ne sont pas trop éloignées de la température ambiante. On définit ainsi une zone de confort dans un diagramme : Température de paroi- Température ambiante (Figure 1.3).

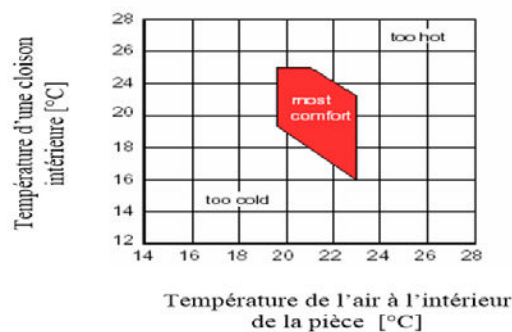


Figure 1.3 Zone de confort thermique maximal dans l'habitat

Lors du congrès pour l'amélioration de la norme standard 55 portant sur les conditions thermiques associées à l'occupation humaine des bâtiments naturellement ventilés, Richard J. D et Gail S. D [42] ont montré, à partir de la collecte des données météorologiques de 10 pays répartis sur 4 continents, 4 facteurs environnementaux tels que la température, la vitesse de l'air, le rayonnement solaire et l'humidité relative de l'air. Cette étude a conduit à une nouvelle norme appelée ACS (Adaptive Comfort Standard) qui préconise le terme d'acceptabilité thermique contre le facteur d'équilibre thermique des PMV (Predicted Mean Vote). Cependant, les travaux expérimentaux destinés à comparer l'efficacité thermique de deux bâtiments ventilés, l'un avec un système HVAC (Heating Ventilation and Air-Conditioning),

l'autre par convection naturelle (NV), confirment l'efficacité thermique du système HVAC, conduisant à une nouvelle norme ACS (Adaptive Comfort Standard).

L'utilisation de la terre comme matériau pour la toiture et les murs d'un habitat adapté aux régions désertiques, telles que l'Oklahoma (USA), permet de climatiser un habitat grâce à l'inertie thermique des murs, des toitures et du sol [43]. Ainsi, la température de l'air peut atteindre en été, 41,10°C le jour et 17°C la nuit, avec une température interne de l'habitat comprise entre 22°C et 27°C.

Une étude comparative des coûts de la climatisation d'un habitat utilisant un système conventionnel avec ceux d'une climatisation passive basée sur le stockage d'énergie dans un lit de galets disposés dans le sous-sol, montre que la température à l'intérieur de l'habitat est abaissée au cours de la journée par le déstockage des frigories assuré par un écoulement d'air à travers le lit de galets [44].

Un dispositif de climatisation passive constitué d'un réservoir rempli d'eau dont le fond joue le rôle du plafond de l'habitat, permet d'atteindre des températures à l'intérieur de cet habitat comprises entre 21°C et 26,5°C pour des températures ambiantes variant entre 15,5°C et 43°C [5].

Hirunlabh et al. [31] ont simulé numériquement la climatisation passive d'un habitat dont la toiture est similaire à un capteur plan. La face externe de cette toiture est en tuile et comporte une ouverture par laquelle s'échappe l'air dans le milieu ambiant. La face interne comporte également une ouverture avec une grille communicante avec l'air interne de l'habitat. La résolution des équations de transferts basées sur la méthode des analogies électriques conduit à des résultats similaires à ceux obtenus par Bunnag.

J. Weawsak a montré, à l'aide d'une méthode numérique basée sur les analogies électriques et d'une étude expérimentale que, la toiture décrite par [31, 32] joue pendant la nuit le rôle d'un échangeur thermique avec l'environnement et provoque une déperdition thermique par rayonnement avec la voûte céleste [45]. Les performances de la toiture bioclimatique ont été analysées expérimentalement et comparées à celle d'une toiture assimilée à un capteur solaire plan. Des travaux expérimentaux effectués pendant l'hiver (décembre) et l'été (mars-avril) montrent que la température dans l'habitat, équipée de la toiture bioclimatique, est inférieure à celle de l'habitat avec une toiture de type capteur solaire plan et à celle de l'ambiance.

Le débit d'air volumique et le taux de renouvellement d'air engendrés par la toiture bioclimatique sont, respectivement égaux à $200 \text{ m}^3/\text{h}$ en hiver et à 8 ACH et $300 \text{ m}^3/\text{h}$ à 12 ACH [20] en été. De tels taux sont environ 2 à 3 fois supérieurs à ceux obtenus en utilisant une toiture de type capteur solaire plan. Les résultats numériques et expérimentaux concordent qualitativement et quantitativement.

A. Bowen [46] montre d'après les observations, que dans les régions où le climat est chaud et sec, l'amplitude de la variation, au cours d'une journée, de la température à l'intérieur des habitats construits à partir de matériaux locaux et équipés de toits en paille n'est pas élevée (figure 1.4). Au Mali, au pays dogon, le regroupement d'habitats contribue à favoriser leur climatisation parce que la composition du mur (mélange d'argile et de paille) et son épaisseur comprise entre 40 et 60 cm engendrent un déphasage entre le flux solaire et le flux de chaleur transmis à l'intérieur de l'habitat à 12h.

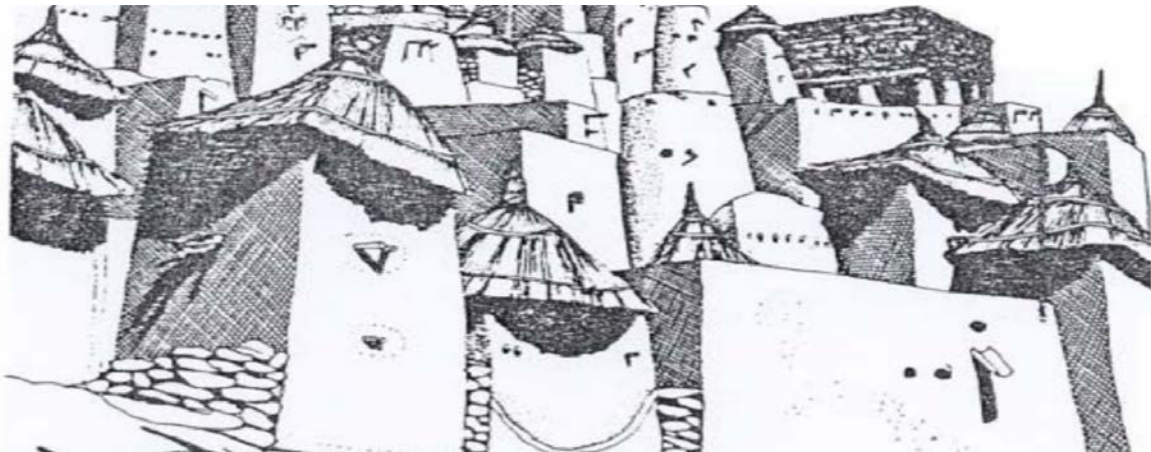


Figure 1.4 Architecture traditionnelle : Village au nord du Mali par A. Bowen.

1.4 Stockage de la chaleur dans le matériau à changement de phase (MCP)

Au cours des vingt dernières années, plusieurs formes de matériaux à changement de phase encapsulés en vrac ont été commercialisées pour des systèmes solaires actifs et passifs, y compris le gain direct. Cependant, la surface de la plupart des produits commerciaux encapsulés était insuffisante pour fournir de la chaleur au bâtiment après que le matériau à changement de phase ait été fondu par le rayonnement solaire direct. En revanche, les murs et les plafonds d'un bâtiment offrent de vastes zones de transfert de chaleur passif dans chaque zone du bâtiment [11].

Laurent Rayon et al. [47] ont défini les matériaux à changement de phase comme étant des composants destinés à augmenter l'inertie thermique des parois des bâtiments lors du

stockage et du déstockage de la chaleur en fonction des besoins de chauffage et/ou de refroidissement. Par exemple, l'utilisation de MCP par intégration de ceux-ci dans les enveloppes légères permet d'attribuer à celles-ci une inertie identique à celle des parois lourdes. D'après le fabricant de MCP, BASF micronal, une paroi contenant 2 cm de MCP fabriqué par BASF a la même performance en terme d'inertie thermique qu'une brique d'épaisseur 36 cm ou un mur en béton d'épaisseur 24 cm ou en bois massif d'épaisseur 38 cm [48].



Figure 1.5 Schéma comparatif des inerties thermiques en fonction de l'épaisseur et de la nature du matériau

Les MCPs permettent de stocker les apports solaires passifs et autres gains de chaleur comme la chaleur latente dans une gamme de température spécifique, conduisant à une réduction de la consommation d'énergie, une augmentation du confort thermique en lissant les fluctuations de températures tout au long de la journée et une réduction et / ou décalage dans les charges de pointe [49]. Le système de stockage d'énergie thermique latente est l'une des solutions prometteuses pour un stockage efficace de l'énergie pendant les périodes de faible consommation [50]. Un des moyens prometteurs pour le système de stockage d'énergie thermique est l'application de matériaux à changement de phase [51]. Les matériaux à changement de phase offrent un grand potentiel de stockage d'énergie thermique latente pour fournir des systèmes d'économie d'énergie dans les bâtiments résidentiels neufs et existants [52].

Belén Zalba et al. [53] ont utilisé les matériaux à changement de phase dans les systèmes de refroidissement libre. Le refroidissement libre est compris comme moyen de stocker de la fraîcheur en plein air pendant la nuit, pour refroidir l'intérieur du bâtiment au cours de la journée. L'utilisation de matériaux à changement de phase est appropriée en raison de la faible différence de température entre le jour et la nuit à l'intérieur et à l'extérieur. Une installation qui permet de tester les performances des matériaux à changement de phase dans de tels systèmes a été conçue et réalisée (figure 1.6). L'analyse statistique a montré que les effets ayant une influence notable dans le processus de solidification sont l'épaisseur de l'enrobage, la température d'entrée de l'air, l'écoulement d'air, et l'épaisseur de l'interaction de

température. Avec le modèle empirique développée, un véritable système de refroidissement a été conçu et évalué économiquement.

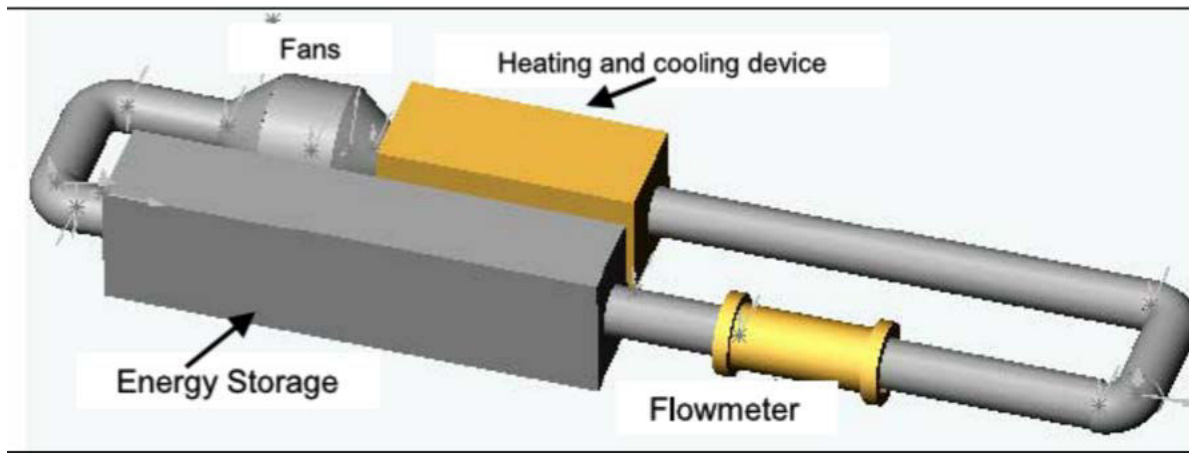


Figure 1.6 Stockeur de fraîcheur en plein air

Mohamed M. Farid et al. [54] ont défini que, l'accumulateur de chaleur latente est l'un des moyens les plus efficaces de stockage de l'énergie thermique. Contrairement à la méthode de stockage de chaleur sensible, le procédé de stockage de chaleur latente assure une densité de stockage beaucoup plus élevée, avec une différence de température plus faible entre le stockage et la libération de chaleur. Les matériaux à changement de phase peuvent fournir une grande capacité de stockage de la chaleur latente sur la plage de la température généralement rencontrées dans les bâtiments, donc ils peuvent améliorer le degré de confort thermique.

Lavinia Socaciu et al. [55] ont étudié les matériaux à changement de phase dans la construction des bâtiments, l'étude montre que l'incorporation de matériau à changement de phase approprié dans les bâtiments, peut être une solution efficace pour réduire la consommation d'énergie et refroidir les bâtiments. Une petite quantité de matériaux à changement de phase peut soulever l'inertie thermique sensiblement sans augmenter la masse de la structure.

L'incorporation des matériaux à changement de phase appropriés dans les murs, le plafond et le plancher des bâtiments peuvent permettre de capter directement l'énergie solaire et de stocker des quantités importantes d'énergie thermique dans l'enveloppe du bâtiment sans associer la grande masse structurelle au stockage de chaleur sensible, ce qui contribue à diminuer la fréquence des variations de température interne de l'air et maintenir la température proche de la température désirée pendant une période de temps plus longue [56].

Chi-ming Lai et al. ont étudié la performance thermique d'un panneau mural en aluminium en nid d'abeille incorporant le matériau à changement de phase micro encapsulé. Le module de matériau à changement de phase en nid d'abeille possède une amélioration de la conduction thermique suffisante. Par conséquent, les températures intérieures au sein du module étaient similaires et ne présentaient pas de chaleur latente de stratification. Cette étude appliquée en outre au matériau à changement de phase à nid d'abeilles, a la capacité de réguler la température des panneaux photovoltaïques, et les résultats ont indiqué que les panneaux photovoltaïques avec le module de matériau à changement de phase en nid d'abeilles ont augmenté l'efficacité du générateur de panneaux photovoltaïques par rapport aux panneaux photovoltaïques à l'état normal attachés directement au mur extérieur d'un bâtiment [57].

Y. Zohir et al. [12], ont étudié expérimentalement un mur trombe-composite à échelle réduite contenant des matériaux à changement de phase (figure 1.7). Dans cette étude, ils ont trouvé que le stockage d'énergie thermique par chaleur latente apparaît en effet très intéressant en comparaison avec un stockage par chaleur sensible. Les principaux avantages étant le stockage d'une grande quantité de chaleur dans un volume réduit de matériaux à changement de phase et la restitution à un niveau de température proche des températures de confort thermique.

Le mur étudié est composé d'une couverture extérieure transparente, d'une lame d'air fermée, d'une paroi stockeuse, d'une lame d'air ventilée et d'une contre-cloison isolante dans laquelle ont été percées deux ouvertures permettant l'entrée et la sortie d'un débit d'air. Il se confirme dans cette étude que le matériau à changement de phase permet de stocker d'avantage de chaleur qu'un même volume de béton.

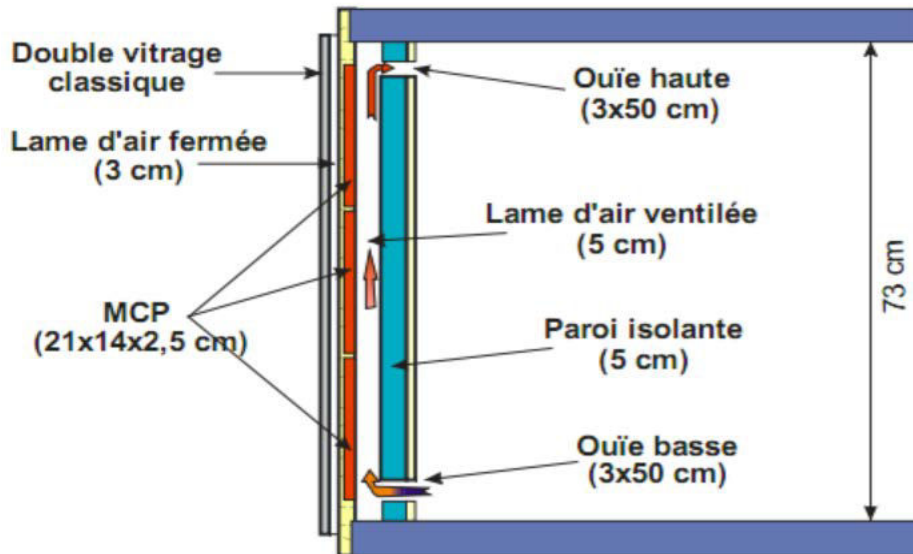


Figure 1.7 Coupe verticale du mur trombe-composite

Xu Wang et al. [58] ont présenté une étude expérimentale sur l'évaluation de l'utilisation de matériaux à changement de phase dans des briques pour le mur extérieur d'une pièce. Dans cette étude, ils ont montré que l'utilisation du MCP dans les briques permet une réduction de la température de la paroi interne du mur de $0,2^{\circ}\text{C}$ avec un délai d'environ 1 à 2h pour une efficacité de 24,32 % en période d'été. Dans la période d'hiver, le mur en MCP pourrait réduire de 10 à 30 % la charge de chauffage. De plus, comme pour les cas où le climatiseur était éteint pendant la journée (8h30-18h30) ou la nuit (18h00-9h00(lendemain)) une réduction de 9 à 72 % de la chaleur perdue par la surface de la paroi intérieure pourrait être obtenue.

KUZNIK et al. [13] ont réalisé une étude d'optimisation utilisant la température intérieure et extérieure évoluant au cours de 24 h pour optimiser l'épaisseur d'un panneau mural de MCP pour une cloison thermique interne légère. Le panneau était composé de 60 % de poids en paraffine microencapsulée, qui a une température de fusion avoisinant 22°C . Le meilleur est qu'ils ont trouvé que l'épaisseur était égale à 1cm, et que ce panneau de MCP de 1 cm d'épaisseur permet de doubler l'inertie thermique du bâtiment. Dans le même domaine, une recherche expérimentale de test à grande échelle a été menée par [59] dans des conditions thermiques et radiatives contrôlées, pour évaluer la performance des murs, avec et sans MCP, pendant une journée d'été. Ces auteurs ont utilisé le même composite de MCP décrit dans l'étude précédente pour montrer que le panneau de MCP réduit en même temps les fluctuations de la température de l'air intérieur dans la pièce et l'effet de surchauffe. Ils ont

conclu encore que l'énergie stockée est deux fois plus élevée pour un panneau de MCP d'épaisseur 5 mm, qui correspond à un équivalent d'environ 8 cm de couche de béton.

Alvaro de Gracia et al. ont fait une étude sur les matériaux à changement de phase et stockage d'énergie thermique pour les bâtiments. Dans cette étude, ils ont utilisés la méthode d'intégration des matériaux à changement de phase dans des claires de briques en terre pour l'augmentation de l'efficacité énergétique dans les bâtiments (figure 1.8). Pour cette étude, ils ont abordé les notions de stockage par chaleur sensible, par chaleur latente et la réaction thermochimique. Grâce à cette étude, ils ont montré qu'il est possible de faire le chauffage et le refroidissement durables avec stockage d'énergie thermique dans les bâtiments [60].



Figure 1.8 Inclusion du MCP encapsulé dans les briques

Necib Hichen et al. [61] ont réalisé une étude expérimentale et numérique d'une brique usuelle remplie avec du matériau à changement de phase pour l'amélioration de l'inertie thermique des bâtiments. Dans cette étude, ils ont montré que l'intégration d'une couche de MCP dans une paroi externe du bâtiment diminue l'amplitude du flux thermique instantané à travers la paroi. Le modèle considéré se compose de briques habituelles avec des trous carrés utilisés comme matériaux de construction pour les bâtiments résidentiels en Algérie, certains de ces trous étant remplis de MCP. Les résultats ont montré que le MCP introduit dans les trous carrés peut améliorer considérablement l'inertie thermique de la brique et une combinaison des types de MCP, son emplacement dans le mur et sa quantité, sont très importants pour améliorer la réduction du gain de chaleur avant qu'il n'atteigne l'intérieur du bâtiment. L'intégration du MCP dans les briques a permis de réduire la

température de la paroi interne de 3,8°C et réduit de 82,1% le flux de chaleur entrant dans l'espace intérieure.

Xiangfei Kong et al. [62] ont fait une étude sur l'utilisation de matériaux à changement de phase dans des briques perforées pour le stockage du froid. Un nouveau type de méthode macro encapsulée de MCP a été développé et expérimenté dans deux salles de taille normale. Pendant ce temps, une chambre de même taille sans panneau de MCP a également été construite pour être la référence. Le panneau de MCP encapsulant l'acide caprylique (CA) installé sur la surface extérieure dans une pièce et les panneaux de MCP encapsulant le mélange de CA et du décanol 1 (CADE) ayant un point de fusion de 26,5°C a été utilisé à l'intérieur du bâtiment. En outre, trois opérations de mesures, y compris le refroidissement libre, la fenêtre et la porte ouvertes la nuit et la ventilation forcée la nuit avec un extracteur d'air de faible puissance a été réalisé dans le cadre du processus expérimental qui a eu lieu en été. Le résultat a produit le bon effet de diminuer le pic de température, réduisant la fluctuation de la température et l'augmentation de l'inertie thermique et indiqué l'opportunité de l'application du panneau de MCP.

Esam Alawadhi [63] a présenté une analyse thermique d'un modèle bidimensionnel pour une brique de construction commune avec des trous cylindriques contenant des MCP pour les climats chauds. D'après l'auteur, l'objectif des matériaux à changement de phase est de réduire le flux de chaleur de l'extérieur pendant la journée en absorbant la chaleur dans la brique avant qu'elle n'atteigne l'espace intérieur. Les effets de différents paramètres de conceptions tels que la quantité, le type et l'emplacement du MCP dans la brique ont été étudiés et les résultats ont montré que, pour la meilleure configuration, le flux de chaleur reçu dans l'espace intérieur peut être réduit de 17,55 %. Parmi les matériaux à changement de phase examinés et introduits dans les trois cylindres à l'axe des briques, c'est la n-eicosane qui a montrée la meilleure performance. Ses auteurs ont présenté une autre étude sur l'intégration du matériau à changement de phase dans les volets de fenêtre. Ces volets de fenêtre sont faits à base de lamelles de volet roulant en aluminium remplies de mousse. Cette technique permet de stocker de la chaleur latente de fusion pour réduire le gain de chaleur avant d'atteindre l'espace intérieur. Les résultats indiquent que le MCP avec la température de fusion la plus élevée, offre la meilleure performance thermique et le gain de chaleur à travers les fenêtres peut être réduit jusqu'à 23,29 % (figure 1.9) [64].



Figure 1.9 Fenêtre intégrant du MCP

Tiago Silva et al. [65] ont évalué le potentiel d'incorporation de la paraffine macroencapsulée dans un mur de maçonnerie en briques d'argiles de type portugaise. Les résultats expérimentaux ont révélé que l'incorporation du MCP pour le stockage de l'énergie solaire thermique, permet l'atténuation de la variation de la température de l'espace intérieur, en réduisant l'amplitude thermique de 5 à 10 °C ainsi qu'une augmentation de l'inertie d'environ 3 h. Ces auteurs dans une autre étude expérimentale ont étudié deux compartiments contigus, l'un intégrant du MCP dans les stores de la fenêtre et l'autre sans MCP dans les stores pendant la période estivale et orientés vers le sud. Au cours de l'expérience, la plage de température de l'air extérieur passe de 13°C à 25 °C et le rayonnement solaire moyen enregistré varie de 237 W.m⁻² à 306 W.m⁻². Les résultats montrent que le compartiment avec le volet de fenêtre de MCP peut relever la capacité de régulation thermique de la température intérieure environ 18°C et 22 °C. Les pics de température maximum et minimum ont diminué de 6 % et 11 %, respectivement. Outre l'amélioration des températures intérieures, le compartiment avec MCP a augmenté de 45 mn le délai pour atteindre le pic de température minimale et de 60 min pour atteindre le pic de température maximale, comparé au compartiment de référence (sans MCP) [66].



Figure 1.10 Comparaison entre deux compartiments l'un intégrant du MCP et l'autre sans MCP

Lai et Chiang [67], ont étudié le cas des briques traitées et non traitées. D'après leurs études, ils ont fait savoir que les briques traitées avec du MCP ont un meilleur effet d'isolation thermique pendant la journée que les briques creuses ordinaires. Pour une température extérieure maximale de $35,5^{\circ}\text{C}$, la température inférieure minimale des briques traitées au MCP est de $31,7^{\circ}\text{C}$, ce qui est $4,9^{\circ}\text{C}$ inférieur à celui des briques non traitées.

B. Zivkovic et al. ont fait une étude sur l'analyse de la phase iso-thermique des matériaux à changement de phase contenu dans des récipients rectangulaires et cylindriques. La méthode de calcul pour le changement de phase isotherme du matériau à changement de phase encapsulé dans un seul conteneur est basée sur la méthode enthalpique. Le modèle théorique a été vérifié avec un problème de test et une expérimentation effectuée afin d'évaluer la validité des hypothèses du modèle mathématique.

Les résultats obtenus avec la méthode proposée montrent un accord très satisfaisant avec les résultats obtenus à partir d'autres modèles de calcul. De plus, la comparaison entre le temps de fusion des matériaux à changement de phase contenus dans les récipients rectangulaires et cylindriques a été effectuée et les résultats montrent que le récipient rectangulaire requiert près de la moitié du temps de fusion nécessaire pour le récipient cylindrique de même volume et la même zone de transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et la paroi du conteneur. Il est donc préférable d'utiliser des récipients rectangulaires pour encapsuler le matériau à changement de phase par rapport aux récipients cylindriques [68].

Thirugnanam C. et al. [69] ont fait une étude sur l'analyse expérimentale du stockage d'énergie thermique par chaleur latente utilisant la cire de paraffine comme matériau à changement de phase. Dans cette étude, un échangeur de chaleur à double tube a été conçu et

fabriqué pour la récupération de la chaleur des déchets industriels à basse température à l'aide de la cire de paraffine (MCP) à changement de phase. Le système de stockage par chaleur latente avec le matériau à changement de phase peut être successivement utilisé pour la récupération et la réutilisation de la chaleur perdue. Lorsque le débit est plus élevé, l'efficacité de l'installation augmente. L'expérience montre qu'avec un débit de $201 \text{ m}^3/\text{h}$, il y a une meilleure efficacité du système par rapport à un débit de $151 \text{ m}^3/\text{h}$.

M. Rostamizadeh et al. [70] ont mené une étude sur la simulation d'un système de stockage d'énergie avec un matériau à changement de phase (MCP). Le but de cette étude était de fournir un modèle d'échangeur de chaleur composé d'une couche de MCP qui échange la chaleur avec l'air passant à travers l'échangeur. Cet échangeur fonctionne comme suit : pendant la journée, l'air passant est chaud, il provoque la liquéfaction des matériaux à changement de phase, et pendant la nuit, la température étant faible, les MCP restituent la chaleur emmagasiné. Le modèle était basé sur la méthode enthalpique et l'effet de l'épaisseur du MCP sur la distribution de la température a été étudié. Les résultats montrent que le temps de fusion varie linéairement avec la quantité de MCP et des épaisseurs faibles conviennent pour une meilleure performance du MCP.

B. Mohamed et al. [71] ont présenté une étude thermique du stockage d'énergie par chaleur latente dans un accumulateur de froid. Ils ont étudié numériquement le processus de cristallisation d'une plaque remplie de matériau à changement de phase (MCP) intégrée dans un mur d'une chambre froide à l'aide d'une installation frigorifique qui assure la restitution du froid par le MCP pendant la nuit. Le modèle mathématique utilisé dans leur recherche a été résolu par la méthode enthalpique et les différences finis. Ces résultats ont été validés par comparaison avec les résultats obtenus par V. Alexiades et A. D. Salomon [72].

Qi Zhou et al. [73] ont fait une étude sur la performance thermique des matériaux à changement de phase microencapsulé dans les modules de la toiture pendant le fonctionnement quotidien. Cette étude s'intéresse à la combinaison de deux matériaux à changement de phase microencapsulés (Paraffine de points de fusion $37 \text{ }^\circ\text{C}$ et $43 \text{ }^\circ\text{C}$) et des panneaux en nid d'abeilles en aluminium pour former les modules du toit et étudier leurs performances d'absorption et de dégagement de chaleur, ainsi que leur impact sur le gain de chaleur à l'intérieur en effectuant des expériences sur une période de 24 h. Les résultats indiquent que par rapport à un module de toit avec de la paraffine de point de fusion de $43 \text{ }^\circ\text{C}$, le module de toit avec un point de fusion de $37 \text{ }^\circ\text{C}$ a amélioré la capacité de pointe de charge,

mais a eu un gain de chaleur intérieur légèrement augmenté. Les MCPs dans les deux modules de toit ont réussi à refroidir l'intérieur pendant la nuit.

Pin-Feng Liu et al. [74], ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur et la performance énergétique d'un mur en tuile contenant du matériau à changement de phase à base d'acétate de polyvinyle (PVA). Les résultats obtenus dans cette étude démontrent que le mur en tuile contenant du matériau à changement de phase macro-encapsulé basée sur du PVA est appropriée à être utiliser dans les murs extérieurs pour améliorer les performances thermiques de l'habitat.

Shuli Liu et Yongcai Li ont fait effectué une étude expérimentale sur la performance thermique d'une cheminée solaire avec et sans MCP. Pour le cas de la cheminée solaire avec du MCP, ils ont étudiés trois modes différents (mode de charge entièrement fermé, mode de charge partiellement ouvert et mode de charge entièrement ouvert). Le mode fermé a été conçu pour maximiser l'utilisation de l'énergie solaire lorsque le chauffage n'est pas nécessaire. Alors que le mode ouvert a été conçu pour fournir l'air chauffé à l'espace de vie pendant la période de charge. Les résultats obtenus ont montré que l'intégration de MCP dans une cheminée solaire réduirait le flux d'air pendant la période de charge mais l'augmenterait pendant la période de décharge par rapport au cheminée solaire sans MCP [75].

1.5 Méthodes numériques de résolution des problèmes de changement de phase

La résolution numérique des problèmes de changement de phase repose essentiellement sur deux classes de méthodes [76, 77].

A- Méthode à suivi de l'interface

Cette méthode correspond en particulier aux méthodes à maillage fixe et mobile. Le maillage fixe repose sur le fait que le pas d'espace reste fixe et seul le pas de temps est recalculé à chaque itération pour que la frontière de changement de phase puisse se déplacer de nœud en nœud pour chaque pas de temps recalculé. En ce qui concerne le cas du maillage mobile, le principe est que le pas de temps est fixe et on itère sur le pas d'espace de sorte que l'interface de changement de phase coïncide toujours avec un nœud du maillage au cours du temps. La mise à exécution de ces méthodes est très complexe et très lourde. En effet, les équations de transmission de chaleur doivent être discrétisées dans chacune des phases et elles sont liées par la discrétisation de l'équation du bilan d'énergie à l'interface solide-liquide. L'une des méthodes la plus connue est la méthode de Landau qui consiste à immobiliser l'interface en

utilisant une transformation de coordonnées. La remarque est que ces méthodes ne sont pas applicables dans le cas d'un mélange homogène.

B- Non connaissance de la position de l'interface

Les méthodes les plus connues pour ce type de solutions sont la méthode enthalpique, la méthode de la capacité thermique apparente C_{app} et le terme source de chaleur latente. Les principes de ces méthodes reposent sur le fait que le pas d'espace est considéré comme constant au cours du temps et le front de changement de phase peut se déplacer à l'intérieur du maillage. Cependant, des instabilités numériques peuvent être provoquées par la discontinuité des gradients de températures (non-linéarités) dans la zone de changement de phase. Si tel est le cas, une connaissance approchée de la position de l'interface est requise pour corriger le pas de temps afin de minimiser ces instabilités numériques. L'intérêt de ces méthodes est leur facilité de mise en œuvre car le système d'équation est réduit à une équation classique de transfert de chaleur par conduction. Egalement, elles sont applicables quel que soit le type de mélange, pur ou homogène.

1.5.1 Méthode enthalpique

Cette méthode est connue par sa robustesse et résulte du fait qu'elle permet de déterminer le champ de température sans avoir recours à la connaissance de la progression du front de solidification dans le temps. Elle permet ainsi de résoudre des problèmes de changement de phase pour des géométries complexes mais également lorsqu'il y a existence d'une zone pâteuse. Le principe de cette méthode est qu'on utilise pour les deux phases, une seule variable, l'enthalpie H , comme une inconnue et réduisant ainsi le système d'équation à une seule équation de transfert de chaleur [78, 77]. Pour cette méthode, généralement, la température de référence est égale à la température de changement de phase (température de fusion).

1.5.2 Méthode de la capacité thermique apparente

La méthode de la capacité thermique apparente C_{app} , comme la méthode enthalpique consiste, à réduire l'ensemble des équations décrivant le phénomène de changement de phase en une seule équation [78, 77]. Cette équation de la capacité thermique apparente peut être résolue par un schéma implicite d'Euler.

1.5.3 Terme source de chaleur latente

Cette méthode a une alternative possible qu'est l'introduction d'un coefficient non-linéaire sous la forme d'une chaleur spécifique [78, 77]. Cela consiste à développer un terme source non-linéaire dans l'équation de la chaleur. Dans la littérature et selon la méthode numérique,

l'approche réalisée est appelée différemment. On a la dénomination technique de «terme source» par la méthode des différences finies et de «flux de chaleur fictif» pour la méthode des éléments finis.

1.6 Conclusion partielle

Ces rappels bibliographiques décrivent quelques systèmes de climatisation passive, du stockage de la chaleur dans les matériaux à changement de phase et des méthodes numériques de résolutions des équations de la chaleur.

La toiture bioclimatique s'avère être efficace pour créer une ventilation naturelle dans l'habitat et permet le transfert de la chaleur pour son stockage dans le panneau constitué du Matériau à changement de phase. En outre, elle joue le rôle d'un bon isolant thermique de l'habitat et assure ainsi un confort thermique aux occupants. Cependant, le renouvellement d'air induit par l'enceinte de l'habitat n'est pas suffisant pour assurer un confort thermique pendant certaines périodes de l'année.

Dans un habitat adapté au climat tropical humide tel que celui de la Guinée, l'inconfort thermique résulte principalement de la charge thermique des parois de l'habitat et surtout d'un taux très important de sudation. Pour résoudre ce problème, il est nécessaire de créer une ventilation dans l'enceinte de l'habitat. La solution de facilité peut être réalisée en utilisant un ventilateur ou un climatiseur, qui provoque une élévation considérable de la consommation d'énergie et par conséquent une dégradation de l'environnement par le rejet dans la nature du CO₂, (gaz à effet de serre).

Afin de réduire l'inertie thermique engendrée par le flux solaire absorbé par les parois d'un habitat, il est nécessaire d'intégrer du matériau à changement de phase dans les parois des bâtiments pour réduire le flux de chaleur transféré durant la journée et une ventilation naturelle dans l'habitat. Le chapitre suivant est consacré à la modélisation d'un habitat de type bioclimatique adapté au climat tropical de la Guinée.

Chapitre 2 : Modélisation d'un modèle d'habitat bioclimatique

2.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à l'établissement des équations qui régissent d'une part, les transferts de chaleur par convection naturelle dans un habitat de type bioclimatique, et d'autre part dans la toiture. Les équations de transfert sont obtenues en utilisant les analogies qui existent entre les transferts électriques et thermiques. La connaissance des distributions de températures des différents milieux de la toiture, de l'habitat et du matériau à changement de phase (MCP) est indispensable à l'optimisation de ce type d'habitat pour des conditions de confort données dans un climat tropical chaud et sec.

2.2 Description du modèle physique de la toiture et de l'habitat

Le modèle de toiture bioclimatique que nous utilisons est de type capteur solaire plan dont la couverture est constituée de tuiles transparentes. Considérons, comme le montre la figure 2.1, un habitat de type bioclimatique que l'on peut décomposer en une toiture et une enceinte de section parallélépipédique séparées par un panneau rectangulaire constitué des matériaux à changement de phase. Elle est ainsi composée d'une plaque de tuile transparente inclinée faisant un angle par rapport au panneau rectangulaire horizontale et les parois verticales constituées de briques de terre stabilisée dans lequel il y a échange convectif entre ces parois et l'air qui circule à l'intérieur. La face externe de la toiture comporte des tuiles transparentes de 40 cm x 30 cm [80]. Les propriétés thermophysiques des matériaux constituant la toiture, supposées constantes sont reportées dans le tableau 2.1.

2.3 Principe de fonctionnement de la toiture

Le flux solaire incident qui arrive sur la toiture se décompose en deux. Une partie est absorbée par les tuiles transparentes et l'autre entièrement transmise sur la paroi horizontale pour fondre les matériaux à changement de phase. Cette chaleur est emmagasinée dans le matériau à changement de phase au courant de la journée et restituée à l'intérieur de l'habitat pendant la nuit lorsque le bâtiment est refroidit (figure. 2.1).

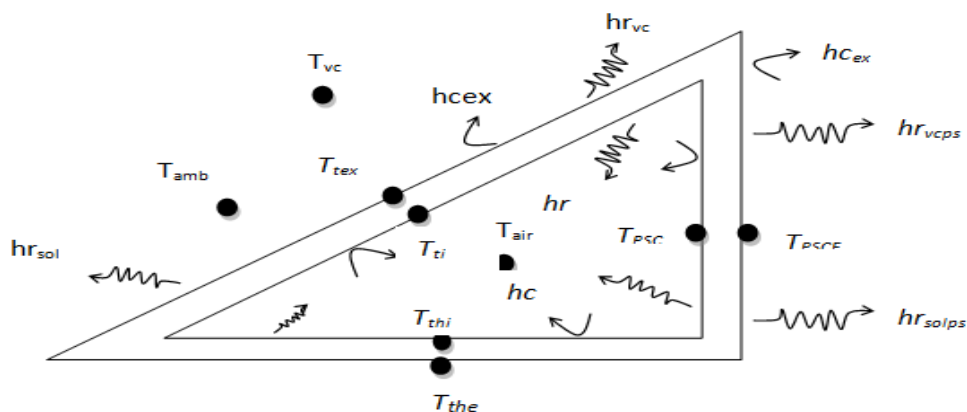


Figure 2.1 Schéma des échanges thermiques de la toiture du modèle d'habitat

L'étude de cette toiture peut se faire essentiellement suivant deux méthodes :

- La première, la plus rigoureuse, basée sur la résolution des équations de transferts par convection naturelle couplées à l'équation de transfert de chaleur par conduction dans les divers matériaux aboutit à la connaissance de l'évolution spatio-temporelle de la température des différents éléments de la toiture (tuiles transparentes, briques de terre stabilisées, matériaux à changements de phase).

- La deuxième, consiste à établir les équations en adoptant l'analogie entre les transferts thermiques et les transferts électriques. La toiture est ainsi décomposée en une paroi inclinée par rapport à l'horizontal et trois parois verticales. La résolution des équations permet alors de suivre l'évolution au cours du temps des distributions des températures des différents composants à partir de la connaissance des coefficients de transferts de chaleur par convection, rayonnement et conduction entre les différents milieux de la toiture.

Matériaux	Masse volumique ρ (Kg/m ³)	Capacité calorifique Cp (J/Kg/K)	Conductivité thermique K (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
Tuiles transparentes	1200	800	0.752
BTS	2000	1500	1.1
Sel hydraté	1710	1400	1.09
Paraffine	870	2400	0.24

Tab.2.1 : Propriétés thermophysiques des matériaux de la toiture et de l'habitat

2.3.1 Transferts thermiques

Les transferts thermiques qui interviennent dans la toiture décrite ci-dessous sont illustrés par la figure 2.1.

- Par conduction :

entre les faces externe et interne de la toiture.

entre les faces externe et interne des parois verticales de la toiture.

entre les faces supérieure et inférieure du faux plafond et du panneau de MCP.

- Par convection naturelle :

entre le milieu ambiant et les faces externes de la toiture hc_{ex} .

entre l'air confiné et les faces internes de la toiture hc_i .

- Par rayonnement :

entre les faces externes de la toiture et la voûte céleste hr_{vc} .

entre les faces externes de la toiture et le sol hr_{sol} .

2.4 Formulation mathématique

2.4.1 Hypothèses simplificatrices

Nous supposons que :

- les transferts sont unidirectionnels

- l'inertie thermique de l'air est négligeable

- l'air est parfaitement transparent au rayonnement solaire

- la toiture, le matériau à changement de phase et l'habitat ne sont le siège d'aucun transfert de masse

- les matériaux sont assimilés à des corps gris

- les propriétés thermophysiques des matériaux sont constantes

- la voûte céleste se comporte comme un corps noir

- le rayonnement diffus atmosphérique est isotrope

- Le taux de renouvellement d'air n'est considéré que dans l'enceinte de l'habitat

- la transmission de la chaleur par convection entre la paroi supérieure du MCP et l'air intérieur de la toiture est négligée

- la paroi supérieure du MCP reçoit une quantité de flux solaire imposé.

2.4.2 Equations de base

L'établissement des équations de transfert est basé sur l'analogie entre les transferts thermique et électrique.

D'une façon générale, la variation instantanée de l'énergie au sein d'un composant de l'habitat est égale à la somme algébrique des densités de flux échangés au sein de ce composant.

Elle s'écrit :

$$\frac{M_i C_{p_i}}{s} \frac{\partial T_i}{\partial t} = DFSA_i + \sum_{i=1}^n \sum_x \varphi_{xij} \quad (2.1)$$

φ_{xij} : densité de flux de chaleur échangé par le mode de transfert x (Conduction, Convection et Rayonnement) entre les milieux (i) et (j), ($W.m^{-2}$)

S : section de la paroi (m^2)

DFSA_i : densité de flux solaire absorbé par le matériau (i) ($W.m^{-2}$)

$$DFSA_i = \alpha_i \varphi_i \quad (2.2)$$

α_i : Coefficient d'absorption thermique du matériau (i)

φ_i : densité de flux solaire capté par la surface du milieu (i) ($W.m^{-2}$).

En introduisant un coefficient d'échange h_{xij} et en linéarisant les transferts, nous pouvons écrire :

$$\varphi_{xij} = h_{xij} (T_j - T_i) \quad (2.3)$$

Ainsi, l'équation 2.1 s'écrit :

$$\frac{M_i C_{p_i}}{s} \frac{\partial T_i}{\partial t} = DFSA_i + \sum_{i=1}^n \sum_x h_{xij} (T_j - T_i) \quad (2.4)$$

Nous allons, par la suite, appliquer l'équation 2.3 aux divers milieux de notre système.

2.4.3 Equations au niveau de la toiture

2.4.3.1 Paroi inclinée par rapport à l'horizontale

L'application de l'équation 2.3 aux divers matériaux de la toiture (Fig 2.1), conduit aux équations suivantes :

Paroi extérieure de la toiture

$$\frac{M_{\text{tex}} C_{p_{\text{tex}}}}{S} \frac{\partial T_{\text{tex}}}{\partial t} = \alpha_{\text{tex}} \varphi_{\text{tex}} + \frac{K_{\text{tex}}}{E_{p_{\text{tex}}}} (T_{\text{ti}} - T_{\text{tex}}) + hc_{\text{ex}} (T_{\text{air}} - T_{\text{tex}}) + hr_{\text{vc,tex}} (T_{\text{vc}} - T_{\text{tex}}) + hr_{\text{sol,tex}} (T_{\text{sol}} - T_{\text{tex}}) \quad (2.5)$$

Paroi interne de la toiture

$$\frac{M_{ti} C_{p_{ti}}}{S} \frac{\partial T_{ti}}{\partial t} = \frac{K_{ti}}{E_{p_{ti}}} (T_{tex} - T_{ti}) + hc_1 (T_{airt} - T_{ti}) + \sum_{i=1}^4 hr_{1i,ti} F_i (T_i - T_{ti}) \quad (2.6)$$

Air du comble de la toiture

$$\begin{aligned} \frac{M_{air} C_{p_{air}}}{S} \frac{\partial T_{airt}}{\partial t} = & hc_{ti} (T_{ti} - T_{airt}) + hc_{pfpls} (T_{pfpls} - T_{airt}) + hc_{pnci} (T_{pnci} - T_{airt}) \\ & + hc_{peci} (T_{peci} - T_{airt}) + hc_{pwci} (T_{pwci} - T_{airt}) \end{aligned} \quad (2.7)$$

Paroi nord comble intérieure de la toiture

$$\begin{aligned} \frac{M_{pnc} C_{p_{pnc}}}{S} \frac{\partial T_{pnci}}{\partial t} = & hc_{air1} (T_{airt} - T_{pnci}) + \frac{K_{pnc}}{E_{p_{pnc}}} (T_{pnce} - T_{pnci}) \\ & + \sum_{i=1}^4 hr_{3i,ti} F_i (T_i - T_{pnci}) \end{aligned} \quad (2.8)$$

Paroi ouest comble intérieure de la toiture

$$\begin{aligned} \frac{M_{pwc} C_{p_{pwc}}}{S} \frac{\partial T_{pwci}}{\partial t} = & hc_{air1} (T_{airt} - T_{pwci}) + \frac{K_{pwc}}{E_{p_{pwc}}} (T_{pwce} - T_{pwci}) \\ & + \sum_{i=1}^4 hr_{5i,ti} F_i (T_i - T_{pwci}) \end{aligned} \quad (2.9)$$

Paroi est comble intérieure de la toiture

$$\begin{aligned} \frac{M_{pec} C_{p_{pec}}}{S} \frac{\partial T_{peci}}{\partial t} = & hc_{air1} (T_{airt} - T_{peci}) + \frac{K_{pec}}{E_{p_{pec}}} (T_{pece} - T_{peci}) \\ & + \sum_{i=1}^4 hr_{4i,ti} F_i (T_i - T_{peci}) \end{aligned} \quad (2.10)$$

Paroi nord comble extérieure de la toiture

$$\begin{aligned} \frac{M_{pnc} C_{p_{pnc}}}{S} \frac{\partial T_{pnc}}{\partial t} = & \alpha_{pnce} \varphi_{ex} + \frac{K_{pnc}}{E_{p_{pnc}}} (T_{pnci} - T_{pnce}) + hc_{ex} (T_{air} - T_{pnce}) + hr_{vc,pnce} (T_{vc} - T_{pnce}) \\ & + hr_{sol,pnce} (T_{sol} - T_{pnce}) \end{aligned} \quad (2.11)$$

Paroi est comble extérieure de la toiture

$$\begin{aligned} \frac{M_{pec} C_{p_{pec}}}{S} \frac{\partial T_{pec}}{\partial t} = & \alpha_{pec} \varphi_{ex} + \frac{K_{pec}}{E_{p_{pec}}} (T_{peci} - T_{pece}) + hc_{ex} (T_{air} - T_{pece}) \\ & + hr_{vc,pece} (T_{vc} - T_{pece}) + hr_{sol,pece} (T_{sol} - T_{pece}) \end{aligned} \quad (2.12)$$

Paroi ouest comble extérieure toiture

$$\begin{aligned} \frac{M_{pwc} C_{p_{pwc}}}{S} \frac{\partial T_{pwc}}{\partial t} = & \alpha_{pwce} \varphi_{ex} + \frac{K_{pwc}}{E_{p_{pwc}}} (T_{pwci} - T_{pwce}) + hc_{ex} (T_{air} - T_{pwce}) \\ & + hr_{vc,pwce} (T_{vc} - T_{pwce}) + hr_{sol,pwce} (T_{sol} - T_{pwce}) \end{aligned} \quad (2.13)$$

Paroi faux plafond supérieur

$$\frac{M_{\text{pfpl}} C_{\text{p}_{\text{pfpl}}}}{S} \frac{\partial T_{\text{pfpl}}}{\partial t} = h c_{\text{airl}} (T_{\text{airt}} - T_{\text{pfpls}}) + \frac{K_{\text{pfpl}}}{E_{\text{p}_{\text{pfpl}}}} (T_{\text{pfpls}} - T_{\text{pfpli}}) + \sum_{i=1}^4 h r_{2i,ti} F_i (T_i - T_{\text{pfpls}}) \quad (2.14)$$

Les expressions des coefficients d'échange par rayonnement dans les équations 2.6, 2.8, 2.9, 2.10 et 2.14 peuvent s'exprimer comme suit :

$$\sum_{i=1}^4 h r_{1i,ti} F_i (T_i - T_{\text{ti}}) = h r_{\text{ti,pfpls}} F_{\text{ti,pfpls}} (T_{\text{pfpls}} - T_{\text{ti}}) + h r_{\text{ti,pnci}} F_{\text{ti,pnci}} (T_{\text{pnci}} - T_{\text{ti}}) + h r_{\text{ti,peci}} F_{\text{ti,peci}} (T_{\text{peci}} - T_{\text{ti}}) + h r_{\text{ti,pwci}} F_{\text{ti,pwci}} (T_{\text{pwci}} - T_{\text{ti}}) \quad (2.15)$$

$$\sum_{i=1}^4 h r_{3i,ti} F_i (T_i - T_{\text{pnci}}) = h r_{\text{pnci,ti}} F_{\text{pnci,ti}} (T_{\text{ti}} - T_{\text{pnci}}) + h r_{\text{pnci,pfpls}} F_{\text{pnci,pfpls}} (T_{\text{pfpls}} - T_{\text{pnci}}) + h r_{\text{pnci,peci}} F_{\text{pnci,peci}} (T_{\text{peci}} - T_{\text{pnci}}) + h r_{\text{pnci,pwci}} F_{\text{pnci,pwci}} (T_{\text{pwci}} - T_{\text{pnci}}) \quad (2.16)$$

$$\sum_{i=1}^4 h r_{5i,ti} F_i (T_i - T_{\text{pwci}}) = h r_{\text{pwci,ti}} F_{\text{pwci,ti}} (T_{\text{ti}} - T_{\text{pwci}}) + h r_{\text{pwci,pfpls}} F_{\text{pwci,pfpls}} (T_{\text{pfpls}} - T_{\text{pwci}}) + h r_{\text{pwci,peci}} F_{\text{pwci,peci}} (T_{\text{peci}} - T_{\text{pwci}}) + h r_{\text{pwci,pnci}} F_{\text{pwci,pnci}} (T_{\text{pnci}} - T_{\text{pwci}}) \quad (2.17)$$

$$\sum_{i=1}^4 h r_{4i,ti} F_i (T_i - T_{\text{peci}}) = h r_{\text{peci,ti}} F_{\text{peci,ti}} (T_{\text{ti}} - T_{\text{peci}}) + h r_{\text{peci,pfpls}} F_{\text{peci,pfpls}} (T_{\text{pfpls}} - T_{\text{peci}}) + h r_{\text{peci,pwci}} F_{\text{peci,pwci}} (T_{\text{pwci}} - T_{\text{peci}}) + h r_{\text{peci,pnci}} F_{\text{peci,pnci}} (T_{\text{pnci}} - T_{\text{peci}}) \quad (2.18)$$

$$\sum_{i=1}^4 h r_{2i,ti} F_i (T_i - T_{\text{pfpls}}) = h r_{\text{pfpls,ti}} F_{\text{pfpls,ti}} (T_{\text{ti}} - T_{\text{pfpls}}) + h r_{\text{pfpls,peci}} F_{\text{pfpls,peci}} (T_{\text{peci}} - T_{\text{pfpls}}) + h r_{\text{pfpls,pwci}} F_{\text{pfpls,pwci}} (T_{\text{pwci}} - T_{\text{pfpls}}) + h r_{\text{pfpls,pnci}} F_{\text{pfpls,pnci}} (T_{\text{pnci}} - T_{\text{pfpls}}) \quad (2.19)$$

2.4.4 Equation de base au niveau de l'habitat

L'établissement d'un bilan thermique en chaque nœud associé aux transferts dans le modèle d'habitat conduit aux équations de transferts suivantes (figure 2.2) :

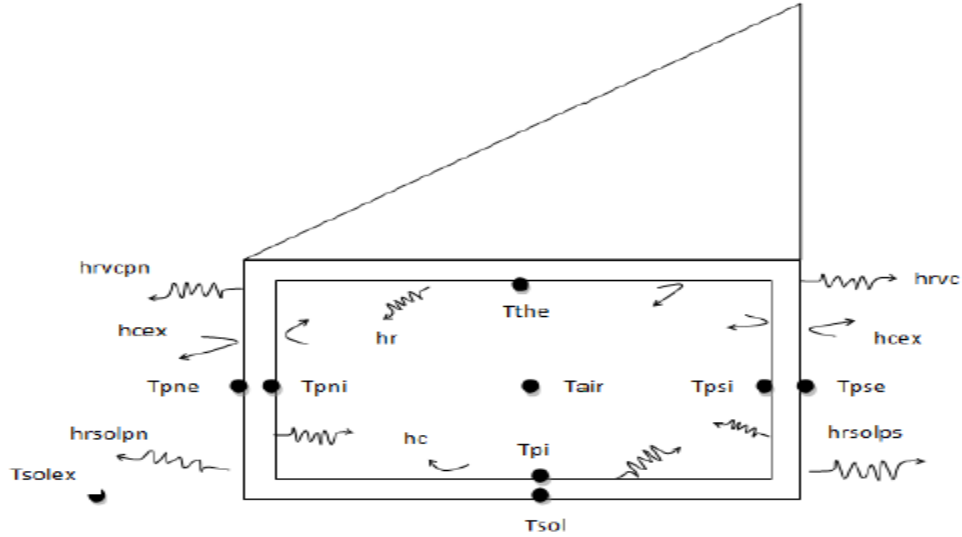


Figure 2.2 Schéma des échanges thermiques de l'habitat bioclimatique

Paroi nord extérieure de l'habitat

$$\frac{M_{pnh} C_{p_{pnh}}}{S} \frac{\partial T_{pne}}{\partial t} = \alpha_{pne} \phi_{pne} + \frac{K_{pnh}}{E_{pnh}} (T_{pni} - T_{pne}) + hc_{ex} (T_{air} - T_{pne}) + hr_{vc,pne} (T_{vc} - T_{pne}) + hr_{sol,pne} (T_{sol} - T_{pne}) \quad (2.20)$$

Paroi nord intérieure de l'habitat

$$\frac{M_{pnh} C_{p_{pnh}}}{S} \frac{\partial T_{pni}}{\partial t} = \frac{K_{pnh}}{E_{pnh}} (T_{pne} - T_{pni}) + hc_{pni} (T_{airh} - T_{pni}) + \sum_{i=1}^5 hr_{1i,pni} F_i (T_i - T_{pni}) \quad (2.21)$$

Air intérieure de l'habitat

$$\frac{M_{air} C_{p_{air}}}{S} \frac{\partial T_{airh}}{\partial t} = hc_{pni} (T_{pni} - T_{airh}) + hc_{pfpli} (T_{pfpli} - T_{airh}) + hc_{pni} (T_{pni} - T_{airh}) + hc_{pei} (T_{pei} - T_{airh}) + hc_{pwi} (T_{pwi} - T_{airh}) + \phi_{ra} \quad (2.22)$$

Paroi intérieure du plancher de l'habitat

$$\frac{M_{ppl} C_{p_{ppl}}}{S} \frac{\partial T_{pipl}}{\partial t} = \frac{K_{ppl}}{E_{ppl}} (T_{spl} - T_{pipl}) + hc_{ppl} (T_{airh} - T_{pipl}) + \sum_{i=1}^5 hr_{2i,pipl} F_i (T_i - T_{pipl}) \quad (2.23)$$

Paroi sud intérieure de l'habitat

$$\frac{M_{psh} C_{p_{psh}}}{S} \frac{\partial T_{psi}}{\partial t} = \frac{K_{psh}}{E_{psh}} (T_{pse} - T_{psi}) + hc_{psi} (T_{airh} - T_{psi}) + \sum_{i=1}^5 hr_{3i,psi} F_i (T_i - T_{psi}) \quad (2.24)$$

Paroi est intérieure de l'habitat

$$\frac{M_{peh} C_{p_{peh}}}{S} \frac{\partial T_{pei}}{\partial t} = \frac{K_{peh}}{E_{peh}} (T_{pee} - T_{pei}) + hc_{pei} (T_{airh} - T_{pei}) + \sum_{i=1}^5 hr_{5i,pei} F_i (T_i - T_{pei}) \quad (2.25)$$

Paroi ouest intérieure de l'habitat

$$\frac{M_{pwh} C_{p_{pwh}}}{S} \frac{\partial T_{pwi}}{\partial t} = \frac{K_{pwh}}{E_{p_{pwh}}} (T_{pwe} - T_{pwi}) + hc_{pwi} (T_{airh} - T_{pwi}) + \sum_{i=1}^5 hr_{6i,pwi} F_i (T_i - T_{pwi}) \quad (2.26)$$

Paroi est extérieure de l'habitat

$$\begin{aligned} \frac{M_{peh} C_{p_{peh}}}{S} \frac{\partial T_{pee}}{\partial t} = & \alpha_{pee} \varphi_{pee} + \frac{K_{peh}}{E_{p_{peh}}} (T_{pei} - T_{pee}) + hc_{ex} (T_{air} - T_{pee}) + hr_{vc,pne} (T_{vc} - T_{pee}) \\ & + hr_{sol,pee} (T_{sol} - T_{pee}) \end{aligned} \quad (2.27)$$

Paroi sud extérieure de l'habitat

$$\begin{aligned} \frac{M_{psh} C_{p_{psh}}}{S} \frac{\partial T_{pse}}{\partial t} = & \alpha_{pse} \varphi_{pse} + \frac{K_{psh}}{E_{p_{psh}}} (T_{psi} - T_{pse}) + hc_{ex} (T_{air} - T_{pse}) + hr_{vc,pne} (T_{vc} - T_{pse}) \\ & + hr_{sol,pse} (T_{sol} - T_{pse}) \end{aligned} \quad (2.28)$$

Paroi ouest extérieure de l'habitat

$$\begin{aligned} \frac{M_{pwh} C_{p_{pwh}}}{S} \frac{\partial T_{pwe}}{\partial t} = & \alpha_{pwe} \varphi_{pwe} + \frac{K_{pwh}}{E_{p_{pwh}}} (T_{pwi} - T_{pwe}) + hc_{ex} (T_{air} - T_{pwe}) + hr_{vc,pwe} (T_{vc} - T_{pwe}) \\ & + hr_{sol,pwe} (T_{sol} - T_{pwe}) \end{aligned} \quad (2.29)$$

Paroi faux plafond intérieure de l'habitat

$$\frac{M_{pfpl} C_{p_{pfpl}}}{S} \frac{\partial T_{pfpli}}{\partial t} = \frac{K_{pfpl}}{E_{p_{pfpl}}} (T_{pfpls} - T_{pfpli}) + hc_{pfpli} (T_{airh} - T_{pfpli}) + \sum_{i=1}^5 hr_{4i,pfpli} F_i (T_i - T_{pfpli}) \quad (2.30)$$

Les expressions des coefficients d'échange par rayonnement dans les équations 2.21, 2.23, 2.24, 2.25, 2.26 et 2.30 peuvent s'exprimer comme suit :

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^5 hr_{1i,pni} F_i (T_i - T_{pni}) = & \\ & hr_{pni,pipl} F_{pni,pipl} (T_{pipl} - T_{pni}) + hr_{pni,psi} F_{pni,psi} (T_{psi} - T_{pni}) \\ & + hr_{pni,pei} F_{pni,pei} (T_{pei} - T_{pni}) + hr_{pni,pwi} F_{pni,pwi} (T_{pwi} - T_{pni}) + hr_{pni,pfli} F_{pni,pfli} (T_{pfpli} - T_{pni}) \end{aligned} \quad (2.31)$$

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^5 hr_{2i,pipl} F_i (T_i - T_{pipl}) = & \\ & hr_{pipl,pfli} F_{pipl,pfli} (T_{pfpli} - T_{pipl}) + hr_{pipl,psi} F_{pipl,psi} (T_{psi} - T_{pipl}) \\ & + hr_{pipl,pei} F_{pipl,pei} (T_{pei} - T_{pipl}) + hr_{pipl,pwi} F_{pipl,pwi} (T_{pwi} - T_{pipl}) + hr_{pipl,pni} F_{pipl,pni} (T_{pni} - T_{pipl}) \end{aligned} \quad (2.32)$$

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^5 hr_{3i,psi} F_i (T_i - T_{psi}) = & \\ & hr_{psi,pfli} F_{psi,pfli} (T_{pfpli} - T_{psi}) + hr_{psi,pni} F_{psi,pni} (T_{pni} - T_{psi}) \\ & + hr_{psi,pei} F_{psi,pei} (T_{pei} - T_{psi}) + hr_{psi,pwi} F_{psi,pwi} (T_{pwi} - T_{psi}) + hr_{psi,pipl} F_{psi,pipl} (T_{pipl} - T_{psi}) \end{aligned} \quad (2.33)$$

$$\sum_{i=1}^5 hr_{5i,pei} F_i (T_i - T_{pei}) =$$

$$hr_{pei,pfpli} F_{pei,pfpli} (T_{pfpli} - T_{pei}) + hr_{pei,pni} F_{pei,pni} (T_{pni} - T_{pei}) \quad (2.34)$$

$$+ hr_{pei,pwi} F_{pei,pwi} (T_{pwi} - T_{pei}) + hr_{pei,psi} F_{pei,psi} (T_{psi} - T_{pei}) + hr_{pei,pipl} F_{pei,pipl} (T_{pei} - T_{pipl})$$

$$\sum_{i=1}^5 hr_{6i,pwi} F_i (T_i - T_{pwi}) =$$

$$hr_{pwi,pfpli} F_{pwi,pfpli} (T_{pfpli} - T_{pwi}) + hr_{pwi,pni} F_{pwi,pni} (T_{pni} - T_{pwi}) \quad (2.35)$$

$$+ hr_{pwi,pei} F_{pwi,pei} (T_{pei} - T_{pwi}) + hr_{pwi,psi} F_{pwi,psi} (T_{psi} - T_{pwi}) + hr_{pwi,pipl} F_{pwi,pipl} (T_{pipl} - T_{pwi})$$

$$\sum_{i=1}^5 hr_{4i,pfpli} F_i (T_i - T_{pfpli}) =$$

$$hr_{pfpli,psi} F_{pfpli,psi} (T_{psi} - T_{pfpli}) + hr_{pfpli,pni} F_{pfpli,pni} (T_{pni} - T_{pfpli}) \quad (2.36)$$

$$+ hr_{pfpli,pei} F_{pfpli,pei} (T_{pei} - T_{pfpli}) + hr_{pfpli,pwi} F_{pfpli,pwi} (T_{pwi} - T_{pfpli}) + hr_{pfpli,pipl} F_{pfpli,pipl} (T_{pipl} - T_{pfpli})$$

2.4.5 Equation de la chaleur dans le matériau à changement de phase

La continuité des flux à l'interface solide-liquide, en posant que la différence entre les flux de part et d'autre de l'interface est égale à la quantité de chaleur instantanée libérée ou absorbée sous forme d'enthalpie de changement d'état suivant la figure 2.3 :

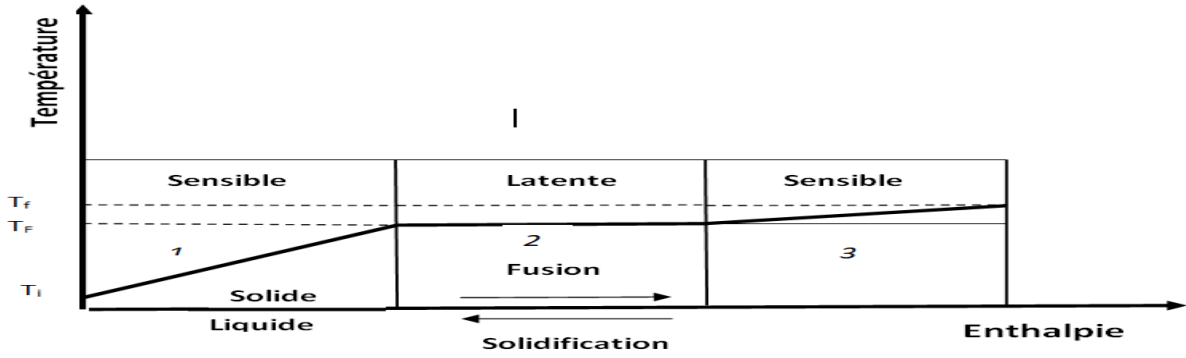


Figure 2.3 Evolution de la température du MCP avec changement d'état

Phase sensible

$$\text{Si } T \leq T_F \quad \frac{\partial T}{\partial t} = \left(\frac{\lambda}{\rho C_p} \right)_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \right) \quad (2.37)$$

$$H_{i,j} = \rho_s C_p (T_{amb} - T_{i,j}) \quad (2.38)$$

Phase latente

$$\text{Si } T = T_F \text{ et } H_{i,j} = \rho_s C_p (T_F - T_{amb}) \quad (2.39)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \lambda_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \right) \quad (2.40)$$

$$H_{i,j}^{t+\Delta t} = \lambda_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \right) \Delta t + H_{i,j}^t \quad (2.41)$$

Phase sensible

$$\text{If } H_{i,j} \neq \rho_s C_p (T_F - T_{amb}) \quad (2.42)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \left(\frac{\lambda}{\rho C_p} \right)_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \right) \quad (2.43)$$

$$H_{i,j}^{t+\Delta t} = H_{i,j}^t + \rho_1 C_{p1} (T_F - T_{i,j}) \quad (2.44)$$

2.4.6. Conditions aux limites

$$\alpha (T_{air} - T_{mcp}) = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right)_{mcp} \quad (2.45)$$

$$\alpha (T_{air} - T_{IN}) = \lambda \left(\frac{T_{IN} - T_{IN-1}}{\Delta X} \right) \quad (2.46)$$

$$\alpha (T_{air} - T_{J,1}) = \lambda \left(\frac{T_{J,1} - T_{J,2}}{\Delta X} \right) \quad (2.47)$$

$$\alpha (T_{air} - T_{mcp}) = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial Y} \right)_{mcp} \quad (2.48)$$

$$\alpha (T_{air} - T_{JN}) = \lambda \left(\frac{T_{JN} - T_{JN-1}}{\Delta Y} \right) \quad (2.49)$$

$$\alpha (T_{air} - T_{I,1}) = \lambda \left(\frac{T_{I,1} - T_{I,2}}{\Delta Y} \right) \quad (2.50)$$

$$T_{mcp(1,J)} = \frac{\left[\frac{\alpha L}{\lambda_{ref}} \frac{T_{air}}{T_{ref}} + \frac{\lambda_s L}{\lambda_{ref} \Delta X} \frac{T_{mcp(2,J)}}{T_{ref}} \right]}{\left[\frac{\alpha L}{\lambda_{ref}} + \frac{\lambda_s L}{\lambda_{ref} \Delta X} \right]} \quad (2.51)$$

$$T_{\text{mcp(II,JJ)}} = \frac{\left[\frac{\alpha L}{\lambda_{\text{ref}}} \frac{T_{\text{air}}}{T_{\text{ref}}} + \frac{\lambda_s L}{\lambda_{\text{ref}} \Delta X} \frac{T_{\text{mcp(II,JJ-1)}}}{T_{\text{ref}}} \right]}{\left[\frac{\alpha L}{\lambda_{\text{ref}}} + \frac{\lambda_s L}{\lambda_{\text{ref}} \Delta X} \right]} \quad (2.52)$$

$$T_{\text{mcp(II,JJ)}} = \frac{\left[\frac{\alpha L}{\lambda_{\text{ref}}} \frac{T_{\text{air}}}{T_{\text{ref}}} + \frac{\lambda_s L}{\lambda_{\text{ref}} \Delta Y} \frac{T_{\text{mcp(II,JJ-1)}}}{T_{\text{ref}}} \right]}{\left[\frac{\alpha L}{\lambda_{\text{ref}}} + \frac{\lambda_s L}{\lambda_{\text{ref}} \Delta Y} \right]} \quad (2.53)$$

$$T_{\text{mcp(II,1)}} = \frac{\left[\frac{\alpha L}{\lambda_{\text{ref}}} \frac{T_{\text{air}}}{T_{\text{ref}}} + \frac{\lambda_s L}{\lambda_{\text{ref}} \Delta Y} \frac{T_{\text{mcp(II,2)}}}{T_{\text{ref}}} \right]}{\left[\frac{\alpha L}{\lambda_{\text{ref}}} + \frac{\lambda_s L}{\lambda_{\text{ref}} \Delta Y} \right]} \quad (2.54)$$

2.4.7. Performances Energétiques

2.4.7.1. Efficacité thermique de stockage de chaleur dans les MCPs

Elle désigne la capacité qu'a un matériau à changement de phase de stocker de la chaleur captée à partir du flux solaire incident sur la paroi du panneau encapsulant le MCP. Elle s'exprime par la relation :

$$\varepsilon_{\text{th}} = \frac{Q_{\text{st}}}{\int_{t_0}^{t_c} \phi_s A_c dt} \quad (2.55)$$

Avec t_0 et t_c : heure du lever et du coucher du soleil

2.4.7.2. Efficacité thermique de déstockage de chaleur dans les MCPs

Elle désigne l'énergie extraite dans le matériau à changement de phase à la fin de la période de charge. Elle est traduite par l'expression :

$$\varepsilon_{\text{ext}} = \frac{Q_{\text{ext}}}{Q_{\text{st}}} \quad (2.56)$$

Avec

$$Q_{\text{ext}} = (\bar{f}_c - \bar{f}_d) m L_{\text{fus}} \quad (2.56.a)$$

$$Q_{\text{st}} = \bar{f}_c m L_{\text{fus}} \quad (2.56.b)$$

Où :

A_c : surface de la Paroi du MCP soumise au flux solaire incident (m^2) ;

f_c : fraction moyenne de liquide à la fin de la charge ;

f_d : fraction moyenne liquide à la fin de la décharge ;

L_{fus} : chaleur latente de fusion des MCPs ($J.kg^{-1}$) ;

m : masse de MCP (kg) ;

Q_{ext} : quantité de chaleur extraite des MCPs pendant la période de décharge (J) ;

Q_{st} : quantité de chaleur latente stockée dans les MCPs pendant la période de charge (J) ;

t_0 et t_c : début et fin de la période de charge (s) ;

φ_s : densité de flux solaire ($W.m^{-2}$)

2.5 Méthode de résolution

Pour un intervalle de temps ($t_0, t_0+\Delta t$), on décrit tout le système physique de la première composante à la dernière composante. La résolution des équations du bilan thermique dans chaque section donne la répartition des températures. On exécute les mêmes opérations jusqu'à l'épuisement complet du temps t . Les équations (2-5 à 2-44) sont discrétiser à l'aide d'une méthode implicite aux différences finies.

Cette méthode basée sur un développement en série de Taylor permet de transformer ces équations en un système d'équations algébriques dont la résolution nécessite un calcul itératif pour déterminer les grandeurs physiques à un instant donné en fonction de variable inconnues à ce même instant et de variables connues à l'instant précédant. A l'instant initial t_0 , les températures de l'ensemble des milieux sont supposées égales à la température ambiante.

Les différents coefficients de transfert de chaleur sont calculés à l'instant $t_0+\Delta t$ en affectant une valeur arbitraire égale à la température ambiante aux températures des différents milieux. Le système d'équations algébriques est ensuite résolu à l'aide des méthodes «Gauss et Enthalpique». Cette résolution conduit à de nouvelles valeurs de températures qui sont comparées aux valeurs arbitraires. Si l'écart est supérieur à la précision souhaitée (de 0,5 % à 0,7 %), les valeurs des températures calculées remplacent les valeurs arbitraires et la procédure du calcul est reprise jusqu'à ce que la précision souhaitée soit atteinte.

2.5.1 Approximation du rayonnement solaire

Nous évaluons le flux solaire capté par la toiture en utilisant le modèle de Lui et Jordan [81, 82], qui réduit considérablement la taille du fichier météorologique et fournit des résultats peu sensibles à la distribution aléatoire du rayonnement solaire dans le mois.

Cette méthode conduit à la notion de journée type caractéristique du climat en un lieu donné et à calculer pour cette journée le flux solaire horaire capté par un plan incliné, connaissant les valeurs moyennes mensuelles du flux global journalier sur un plan horizontal [82].

2.6 Conclusion partielle

Nous avons établi à l'aide de la méthode des analogies électriques, les équations qui régissent les transferts de chaleur dans une toiture inclinée par rapport à l'horizontal, dans le matériau à changement de phase, dans une enceinte de forme parallélépipédique et l'efficacité de stockage et de déstockage thermique de chaleur dans les matériaux à changement de phase. Les équations de transferts sont résolues par un schéma implicite aux différences finies et les méthodes «Gauss et Enthalpique ».

Les équations de transferts de chaleur font intervenir des coefficients de transferts dont les valeurs sont déduites de corrélations semi-empiriques que nous reportons dans le chapitre suivant.

Chapitre 3 : Détermination des paramètres mis en jeu dans le fonctionnement du modèle d'habitat bioclimatique

Afin de résoudre les équations établies au chapitre précédent, il est indispensable de déterminer les coefficients de transfert de chaleur qui sont généralement fonctions des températures des différents milieux de notre modèle.

La densité de flux de chaleur déduite de l'équation 2.3 est :

$$\varphi_{x_{ij}} = \frac{q_{x_{ij}}}{S} = h_{x_{ij}}(T_j - T_i) \quad (3.1)$$

Où :

S : la surface à travers laquelle s'effectue le transfert de chaleur et $h_{x_{ij}}$, désigne le coefficient d'échange thermique par le mode x (conduction, convection, rayonnement) entre les éléments de la surface d'indice i et j.

Ainsi, nous sommes amenés à déterminer les différents coefficients de transmission de la chaleur mis en jeu dans les équations établies au niveau de l'habitat. Ce Chapitre traite le calcul de ces coefficients de transfert de chaleur présentés dans le chapitre précédent.

3.1 Rappel sur les coefficients de transmission de la chaleur

Nous faisons le rappel des lois et les corrélations semi-empiriques, portant sur les échanges radiatifs, convectifs, et le transfert de chaleur par conduction rencontrés dans la littérature.

3.1.1 Transfert de chaleur par conduction

Considérons un solide de conductivité thermique K, d'épaisseur E_p dont les faces sont maintenues aux températures T_1 et T_2 . La densité du flux de chaleur entre les isothermes T_1 et T_2 est déduite de la loi de Fourier :

$$\varphi_{d_{12}} = \frac{K}{E_p}(T_1 - T_2) = h_{d_{12}}(T_1 - T_2) \quad (3.2)$$

Avec : $h_{d_{12}}$ = Coefficient de transfert de chaleur par conduction entre les isothermes T_1 et T_2 ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$).

3.1.2 Transfert de chaleur par convection

Le coefficient de transfert de chaleur entre une paroi et un fluide en mouvement par convection naturel, en règle générale se déduit du nombre de Nusselt :

$$N_u = \frac{h_{cij} \times L}{K} \quad (3.3)$$

Où h_{cij} : Coefficient d'échange par convection entre la paroi et le fluide ($W.m^{-2}.K^{-1}$);

L : Longueur caractéristique (m), qui dépend de la forme géométrique de la paroi ;

K : Conductivité thermique du fluide ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

Avec :

$$N_u = a(G_r.P_r)^n \quad (3.4)$$

* G_r est le nombre de Grashof thermique qui s'exprime par la relation :

$$G_r = \frac{g.\beta.L^3.\Delta T}{\vartheta^2} \quad (3.5)$$

Où : g : coefficient d'accélération de la pesanteur (m/s^2)

β : coefficient de dilatation thermique du fluide (pour un gaz parfait); $\beta = \frac{1}{T}$ (K^{-1})

ΔT : écart de température entre la paroi et le fluide (K)

ϑ : viscosité cinématique du fluide ($m^2.s^{-1}$)

* P_r : nombre de Prandlt défini par :

$$P_r = \frac{\rho.\vartheta.C_p}{K} \quad (3.6)$$

Où : ρ : masse volumique du fluide ($kg.m^{-3}$)

C_p : capacité calorifique massique du fluide à pression constante ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)

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

Dans le cas de l'air, le nombre de Prandlt varie faiblement avec la température, et peut être considéré constant pour les gammes de températures utilisées dans l'habitat. ($Pr=0.7$)

on peut donc écrire :

$$N_u = A\Delta T^n \quad (3.7)$$

Où : a, n, et A sont des constantes qui dépendent de la géométrie du système et du régime de convection. Elles sont choisies de façon à représenter aussi correctement que possible les phénomènes mis en jeu dans les transferts par convection naturelle.

3.1.3 Transfert de chaleur par rayonnement

Afin de tenir compte des propriétés optiques et géométriques des surfaces considérées, il est possible d'utiliser le facteur de forme gris F'_{12} défini par [83] :

$$F'_{1 \rightarrow 2} = \left[\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{1 \rightarrow 2}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \cdot \frac{S_1}{S_2} \right] \quad (3.8)$$

Où : ε_1 et ε_2 : émissivité respective des surfaces d'indices 1 et 2

$F_{1 \rightarrow 2}$: Facteur de forme géométrique entre les surfaces d'indices 1 et 2.

S_1 et S_2 : aires respectives des surfaces d'indices 1 et 2 (m^2).

Le flux radiatif net q_{r12} entre les surfaces d'indices 1 et 2 de températures respectives T_1 et T_2 est donné par :

$$q_{r12} = S_1 F'_{12} \cdot \delta (T_1^4 - T_2^4) \quad (W) \quad (3.9)$$

δ : constante de Stefan-Boltzmann, $\delta=5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$

La densité de flux surfacique radiatif au niveau de la surface d'indice 1 s'écrit :

$$\varphi_{r12} = \frac{q_{r12}}{S_1} = F'_{1 \rightarrow 2} \cdot \delta \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (W.m^{-2}) \quad (3.10)$$

Sous forme linéarisée, φ_{r12} s'écrit :

$$\varphi_{r12} = h_{r12} (T_1 - T_2) \quad (3.11)$$

h_{r12} : coefficient d'échange par rayonnement entre les surfaces d'indices 1 et 2.

En égalant les deux relations précédentes, et en tenant compte de la relation (3), l'expression général du coefficient de transfert radiatif entre deux surfaces d'indice 1 et 2 s'écrit :

$$h_{r12} = \frac{\delta \cdot (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{1 \rightarrow 2}} + \frac{1-\varepsilon_2 S_1}{\varepsilon_2 S_2}} \quad (3.12)$$

3.2 Détermination des coefficients de transfert de chaleur par conduction

3.2.1 Au niveau de la toiture

Les matériaux utilisés dans la toiture sont supposés homogènes. Soient Ep_i (Ep_{tr} , Ep_{btc} , Ep_{mcp}), les épaisseurs des plaques des tuiles transparentes, de briques de terre compressées et de matériau à changement de phase, de conductivité thermique k_i (k_{tr} , k_{btc} , k_{mcp}), les coefficients de transfert de chaleur par conduction à travers l'épaisseur de ces matériaux vérifient l'expression suivante :

$$h_{di} = \frac{k_i}{Ep_i} \quad (3.13)$$

3.2.2 Au niveau de l'habitat

Soient Ep_i (Ep_{pl} , Ep_{mu} , Ep_{sol}) les épaisseurs du plafond, du mur, et du sol, de conductivité thermique k_i (k_{pl} , k_{mu} , k_{sol}), les coefficients de transfert de chaleur par conduction au sein de ces matériaux sont calculés à l'aide de l'expression précédente (3.13).

3.3 Détermination des coefficients de transferts de chaleur par convection

3.3.1 Au niveau de la toiture

3.3.1.1 Paroi externe de la toiture

L'échange de chaleur entre la face externe de la toiture et l'air ambiant se fait essentiellement sous l'action du vent. Le coefficient de transfert de chaleur h_c est déduit de la relation de MacAdam [84, 85].

$$h_c = 5.7 + 3.8V \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}) \quad (3.14)$$

Où : V = la vitesse moyenne du vent au niveau de la toiture (m.s^{-1}).

3.3.1.2 Paroi interne de la toiture

Les coefficients de transferts de chaleur par convection naturelle entre la face interne de la toiture et l'air avoisinant dépendent de la configuration géométrique considérée.

a) Enceinte parallélépipédique ouverte : La toiture étant assimilée à une enceinte rectangulaire ouverte, le coefficient de transfert de chaleur h_c entre la plaque inclinée par rapport à la verticale et l'air circulant dans le canal, est déduit de la relation proposée par [86]. Pour tout rapport de forme (H/L).

$$N_{uL} = 1 + \left[0.071(G_r \cdot P_r)^{1/3} \left(\frac{H}{L} \right)^{-1/3} - 1 \right] \text{Sin}\alpha \quad (3.15)$$

Où : $2.1.10^5 < Gr < 1.1.10^7$

Le débit d'air volumique Q_m ($m^3 \cdot s^{-1}$) engendré par la convection naturelle dans le canal est obtenu à partir de l'expression [9] :

$$Q_m = C_d \cdot A \cdot \left[g \cdot L \cdot \text{Sin}\theta \left(\frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{fe}} \right) \right]^{1/2} \quad (3.16)$$

Où : C_d : coefficient de charge de l'ouverture de section rectangulaire égal à 0.8

α : Angle d'inclinaison de la toiture ($^\circ$)

g : coefficient d'accélération de la pesanteur ($9,81m/s^2$)

A : Section du canal (m^2)

L : longueur de la toiture (m)

T_{fe} : température de l'air à l'entrée du canal (K)

T_{fs} : température de l'air à la sortie du canal (K)

Les coefficients de transfert de chaleur par convection, d'une part entre la paroi interne inférieure de la toiture par rapport à la verticale et l'air en son voisinage, d'autre part entre la paroi supérieure et l'air de l'enceinte, sont calculés à partir de l'expression [87] :

$$h_c = 1.42 \left[\frac{\text{Sin}\alpha(T_{gl} - T_r)}{L} \right]^{0.25} \quad (3.17)$$

b) Enceinte parallélépipédique fermée : dans le cas où la toiture est assimilée à une enceinte parallélépipédique fermée, le coefficient de transfert de chaleur par convection est déterminé à partir d'une relation qui exprime le nombre de Nusselt en fonction de l'angle d'inclinaison α^* par rapport à l'horizontal et du rapport H/L supérieure à 12, nous utilisons l'expression proposée par [87] :

$$N_{uL} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_L \text{Cos}\alpha} \right]^* \left[1 - \frac{1708(\text{Sin}1.8\alpha)^{1.6}}{Ra_L \text{Cos}\alpha} \right]^* + \left[\left(\frac{Ra_L \cdot \text{Cos}\alpha}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^* \quad (3.18)$$

$$\frac{H}{L} \geq 12$$

$$0 < \alpha \leq \alpha^*$$

L'exposant (*) signifie que le terme entre parenthèse doit être égal à zéro s'il est négatif.

Où : α : Angle d'inclinaison de la toiture par rapport à l'horizontale de l'enceinte parallélépipédique (°)

Ra_L : Nombre de Rayleigh ($Gr_L \cdot Pr$)

H : Hauteur de la toiture (m)

L : Longueur de l'enceinte (m)

(H/L)	1	3	6	12	>12
α^*	25 °	53 °	60 °	67 °	70 °

Tab 2.2 : Valeur limite de l'angle d'inclinaison de l'enceinte parallélépipédique par rapport à l'horizontale (α^*)

Pour un rapport de forme H/L inférieur à 12, nous utilisons la corrélation suivante :

$$\bar{N}_{u_L} = \bar{N}_{u_L(\alpha=0)} \left[\frac{\bar{N}_{u_L(\alpha=90)}}{\bar{N}_{u_L(\alpha=0)}} \right]^{\alpha/\alpha^*} (\sin\alpha^*)^{\alpha/4\alpha^*} \quad (3.19)$$

$$\frac{H}{L} \leq 12$$

$$0 < \alpha \leq \alpha^*$$

avec :

$$\bar{N}_{u_L} = 0.069 [Ra_L^{1/3} (Pr^{0.074})] \quad (3.20)$$

$$3.10^5 < Ra_L < 7.10^9$$

$$\bar{N}_{u_L} = 0.22 \left(\frac{Pr}{0.2+Pr} Ra_L \right)^{0.28} \left(\frac{H}{L} \right)^{-1/4} \quad (3.21)$$

$$2 < \frac{H}{L} < 10$$

$$Pr < 10^5$$

$$10^3 < Ra_L < 10^9$$

Les coefficients de transfert de chaleur par convection entre la paroi supérieure et l'air du canal sont tirés de la relation de Churchill et Chu [87].

C) Extrémité inférieure et supérieure de la toiture

Dans cette partie de la toiture, les transferts de chaleur par convection naturelle s'effectuent de part et d'autre d'une paroi que l'on peut assimiler à une plaque inclinée par rapport à la verticale d'un angle (β) dont les faces supérieure et inférieure échangent de la chaleur par convection naturelle avec l'air avoisinant. Aussi, pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur entre la face inférieure de la plaque et l'air qui circule en son voisinage, nous utilisons la corrélation suivante [87] :

$$Nu_m = 0.56(G_{rL} \cdot Pr \cdot \cos\beta)^{1/4} \quad (3.22)$$

où $\beta < 88^\circ$ et $10^5 < Gr_L \cdot Pr < 10^{11}$

$$T_{fNu} = T_{ci} - 0.25(T_{ci} - T_{ft,fh})$$

avec
$$\beta = \frac{1}{(T_{ci} - T_{ft,fh})/2}$$

$T_{ft,fh}$: température de l'air à l'entrée dans la partie inférieure ou supérieure de la toiture.

Les coefficients de transferts de chaleur par convection entre la paroi supérieure de la plaque et l'air sont déduits de la relation proposée par Churchill et Chu [20, 88, 89].

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (3.23)$$

avec :

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr$$

$$Ra_L \leq 10^9$$

$$Gr_L = \frac{g \cos\theta \beta L^3 \Delta T}{\nu^2}$$

Où : Gr : nombre de Grashof

g : coefficient d'accélération de la pesanteur ($m \cdot s^{-2}$)

θ : angle d'inclinaison ($^\circ$)

β : coefficient de dilatation thermique de l'air (K^{-1})

ΔT : Ecart de température entre les parois et l'air (K)

L : longueur caractéristique de la paroi (m)

ν : Viscosité cinématique du fluide ($m^2 \cdot s^{-1}$)

3.3.2 Au niveau de l'enceinte de l'habitat

Les coefficients de transferts de chaleur hc_{fp1} , hc_{mu2} , hc_{fin} , $hc_{mu'2}$, hc_{pl} , entre les parois verticales et l'air de l'enceinte de l'habitat sont calculés à l'aide de la relation proposée par Churchill et Chu [87].

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.670Ra_L^{1/4}}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (3.24)$$

avec :

$$Ra_L \leq 10^9$$

$$Gr_L = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2}$$

Le coefficient de transfert de chaleur entre la face supérieure de la paroi horizontale et l'air circulant est déduit de la relation proposée par Macadams [84] :

$$Nu_m = 0.27Ra_L^{1/4} \quad (3.25)$$

avec :

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr$$

$$10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$$

3.4 Détermination des coefficients de transfert de chaleur par rayonnement

3.4.1 Au niveau de la toiture

La paroi externe de la toiture est le siège d'un échange radiatif avec d'une part la voûte céleste et d'autre part le milieu ambiant notamment le sol. Le coefficient qui permet de déterminer ce transfert est déduit de la relation suivante :

$$h_{r_{vc}} = \frac{\delta(T_{tex}^2 + T_{vc}^2)(T_{tex} + T_{vc})}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{vc}} - 1} \quad (3.26)$$

$$h_{r_{sol}} = \frac{\delta(T_{tex}^2 + T_{sol}^2)(T_{tex} + T_{sol})}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{sol}} - 1} \quad (3.27)$$

Où : T_{tex} : température de la toiture externe (K)

ε_c : émissivité de la couverture

F_{vc} : facteur de forme géométrique entre la couverture et la voûte céleste : $(1+\cos\alpha_{c,b})/2$

F_{sol} : facteur de forme géométrique entre la couverture et le sol : $(1-\cos\alpha_{c,b})/2$

$\alpha_{c,b}$: angle d'inclinaison de la couverture par rapport à l'horizontale (°)

c (plaque externe de la toiture) ou b (plaque de brique de terre stabilisée)

La littérature rapporte plusieurs relations pour déterminer la température de la voûte céleste (T_{vc}). Parmi elles, nous avons retenu celle proposée par [90, 85, 91] :

$$T_{vc} = 0.0552 \cdot T_{amb}^{1,5} \quad (3.28)$$

avec : T_{amb} : température ambiante de l'air du milieu (K)

Le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face inférieure de la toiture et le mur externe de l'enceinte de l'habitat vérifie la relation suivante :

$$h_{r_{mex,fex}} = \varepsilon_c \cdot \delta \cdot F_{mex,fex} (T_{mex}^2 + T_{fex}^2) (T_{mex} + T_{fex}) \quad (3.29)$$

avec : $F_{mex,fex}$: facteur de forme géométrique entre la face inférieure de la toiture et le mur extérieur, calculer à l'aide de la relation C.14 en annexe C.

3.4.1.2 Paroi interne de la toiture

Dans la toiture assimilée à un parallélépipède, les coefficients de transfert de chaleur par rayonnement peuvent être, selon la géométrie du modèle, regroupés en deux catégories :

a) Transferts radiatifs entre deux plans perpendiculaires ayant un côté commun et entre deux plans de même dimension ayant un côté commun

Les coefficients de transferts de chaleur ($h_{r_{ti}}, h_{r_{thi}}, h_{r_{psi}}, h_{r_{pei}}, h_{r_{pwi}}$) sont déduits de la relation suivante :

$$hr = \varepsilon_1 \cdot \delta \cdot F_{1,2} (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2) \quad (3.30)$$

$F_{1,2}$ = Facteur de forme géométrique entre deux plans perpendiculaires ayant un côté commun. Il est calculé en utilisant les relations C.4 et C.2 en annexe C.

Les coefficients de transfert de chaleur entre plans perpendiculaires de mêmes dimensions ayant un côté commun vérifient, également la relation précédente.

b) Transferts radiatifs entre deux plans rectangulaires parallèles de même aire

Dans cette configuration géométrique, les coefficients de transfert de chaleur sont déduits de la relation :

$$h_r = \frac{\delta \cdot (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (3.31)$$

3.4.2 Au niveau de l'habitat

3.4.2.1 Transferts radiatifs entre deux plans parallèles de longueurs infinies

Soient i : f_{pl1} , m_{u1} , m_{u2} , fen , pl , les indices concernant le plafond, mur externe et interne, la fenêtre, le sol de l'habitat. Le facteur de forme géométrique $F_{p \rightarrow i}$ entre le mur interne et les différents matériaux est donné par l'expression :

$$F_{p \rightarrow i} = \frac{1}{2C} \left[\sqrt{(B+C)^2 + 4} - \sqrt{(B-C)^2 + 4} \right] \quad (3.32)$$

$$F_{i \rightarrow p} = \frac{1}{2B} \left[\sqrt{(B+C)^2 + 4} - \sqrt{(C-B)^2 + 4} \right] \quad (3.33)$$

avec :

$$B = bi/a; \quad C = c/a$$

Où :

$F_{p \rightarrow i}$: Facteur de forme géométrique entre le mur interne p et la paroi i .

$F_{i \rightarrow p}$: Facteur de forme géométrique entre la paroi externe i et le mur interne p .

a : Distance entre la paroi externe et interne (m)

bi : Longueur de la poutre externe (m)

c : Longueur du mur interne (m)

$$h_{r_{p,i}} = \varepsilon_p \cdot \delta \cdot F_{p \rightarrow i} (T_p^2 + T_i^2)(T_p + T_i) \quad (3.34)$$

3.4.2.2 Transferts radiatifs entre deux plans perpendiculaires infinis

L'expression du facteur de forme géométrique entre deux surfaces perpendiculaires infinies s'écrit [92], [88], [93] :

$$F_{s \rightarrow i} = \frac{1}{2} (1 + H - \sqrt{1 + H^2}) \quad (3.35)$$

avec $H = h/w$

Où $F_{S \rightarrow i}$: Facteur de forme géométrique entre le sol de l'habitat S et le mur i ; Le mur externe n et le mur interne p.

h : hauteur du mur i (m)

w : longueur du sol interne s (m)

Nous pouvons déterminer les autres facteurs de forme dans l'enceinte de l'habitat en appliquant les relations C.2 et C.13 en annexe C.

$$F_{S \rightarrow o} = F_{S \rightarrow (n+o)} - F_{S \rightarrow n} \quad (3.36)$$

$$F_{S \rightarrow m} = F_{S \rightarrow (n+o+m)} - F_{S \rightarrow (n+o)} \quad (3.37)$$

$$F_{S \rightarrow gl} = 1 - F_{S \rightarrow m} + F_{S \rightarrow o} + F_{S \rightarrow n} + F_{S \rightarrow p} \quad (3.38)$$

Le coefficient de transfert radiatif entre deux surfaces perpendiculaires infinies s'écrit :

$$h_{r_{S \rightarrow i}} = \varepsilon_s \cdot \delta \cdot F_{S \rightarrow i} \cdot (T_s^2 + T_i^2)(T_s + T_i) \quad (3.39)$$

3.5 Conclusion partielle

Nous avons reporté les coefficients de transferts thermiques intervenants dans les équations qui régissent les transferts de chaleur dans la toiture, dans le matériau à changement de phase et dans l'enceinte de l'habitat. Nous exposons et commentons les résultats des simulations des transferts dans l'habitat dans le chapitre suivant.

Chapitre 4 : Résultats et Discussion

4.1. Introduction

Dans ce chapitre, pour un premier temps, nous avons choisi de valider notre modèle numérique à partir d'une étude expérimentale réalisée par [68]. Nous présentons ensuite les résultats du stockage de chaleur et les performances énergétiques pour l'habitat classique et l'habitat moderne, avec un flux sinusoïdal de valeur maximale type égale à 1000 W/m^2 , de températures maximale et minimale respectivement de 35 et $25 \text{ }^\circ\text{C}$ pour la journée type du mois de mars de la Guinée, l'épaisseur type du mur fixé à 15 cm et les influences de certains paramètres sur la distribution de la température.

Nous avons effectués notre simulation en utilisant les données météorologiques de la région de Ouagadougou pour une journée type du mois d'avril. Cette période correspond à la saison sèche caractérisée par des températures de l'air et un flux solaire élevés.

4.2. Validation du modèle

Plusieurs méthodes de validation de modèle existent. Pour notre part, nous avons choisi de valider notre modèle à partir d'une étude expérimentale réalisée par [68] qui ont procédé à une étude expérimentale des transferts de chaleur dans un réservoir de forme parallélépipédique rempli de MCP (Sel Hydraté) et trempé dans un réservoir d'eau à une température de 60°C . Les parois de ce réservoir sont en acier inoxydable ($100 \times 100 \times 20 \text{ mm}$) et isolées thermiquement (processus adiabatique). La température au milieu du MCP est mesurée à l'aide d'un thermocouple de type K placé au centre du réservoir. La courbe de la figure 4.1 nous permet d'affirmer qu'il existe bel et bien une relation étroite de façon qualitative et quantitative entre notre simulation numérique et le modèle expérimental choisi. La durée de fusion de notre modèle numérique est longue par rapport au modèle expérimental, ceci est dû au fait que le phénomène de transfert de chaleur par convection au niveau du MCP est négligé dans le modèle numérique.

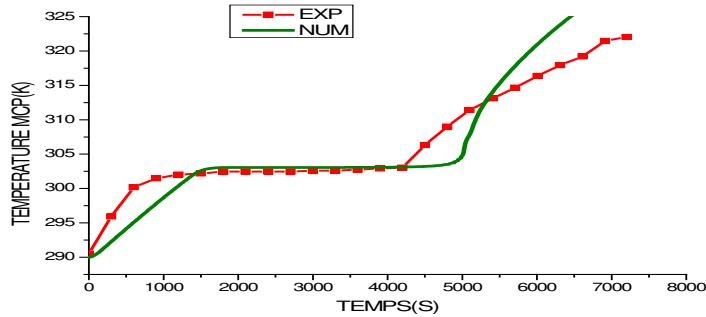


Figure 4.1 Validation du modèle

4.3. Etude du stockage de chaleur et performances énergétiques du matériau à changement de phase

La figure 4.2 représente l'évolution du changement de phase entre le sel hydraté et la paraffine. Suivant cette figure, nous constatons que le sel hydraté a un point de fusion plus élevé que celui de la paraffine RT27 avec un temps de fusion plus long encore que pour la paraffine. Cela dénote que la chaleur emmagasinée dans le sel hydraté est importante par rapport à celle stockée dans la paraffine RT27. En plus, nous constatons que le temps de fusion du sel hydraté est plus important que celui de la paraffine RT27. Les températures de fusion de ces deux matériaux (sel hydraté et paraffine RT27) sont respectivement : 29,9°C et 27°C.

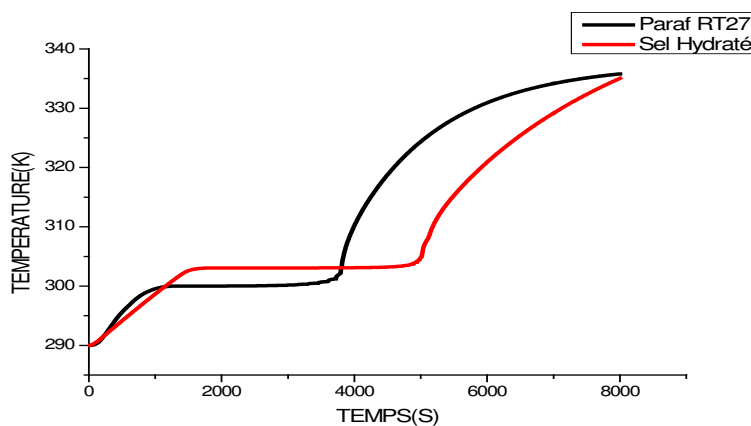


Figure 4.2 Courbe de comparaison entre deux matériaux à changement de phase

La figure 4.3 représente l'évolution dans le temps de la chaleur stockée dans le matériau à changement de phase aux différents points choisis pour notre étude. Suivant cette figure, nous constatons que les points extrêmes conservent beaucoup plus de chaleur par rapport aux

points intermédiaires. Cela est dû au fait que le point (20,49) reçoit la chaleur en premier lieu avant de la restituée au point (20,5) qui est le dernier point proche de l'intérieur de l'habitat.

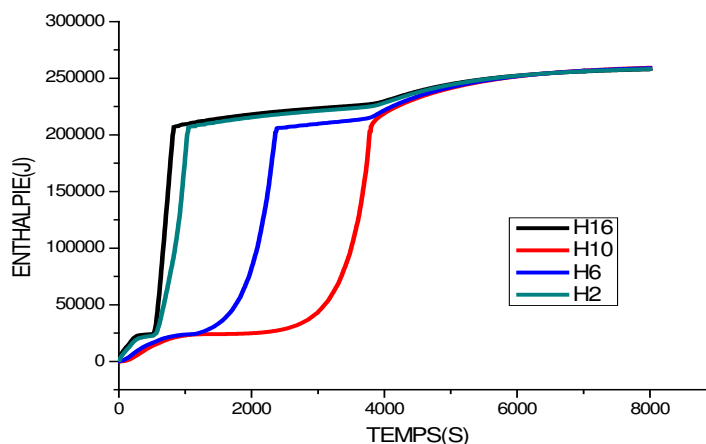


Figure 4.3 Evolution de la chaleur stockée dans le MCP aux différents points au cours du temps

La figure 4.4 représente l'évolution de la chaleur stockée dans le matériau à changement de phase en fonction de la variation de l'épaisseur. Elle montre que la chaleur stockée augmente en fonction de la variation de l'épaisseur à partir de 5mm jusqu'à 20mm, à 25mm où la chaleur est constante et commence à décroître à partir de 30mm jusqu'à 50mm où la chaleur stockée est moins importante. Cela dénote que plus l'épaisseur est importante plus la chaleur stockée est faible dans le matériau.

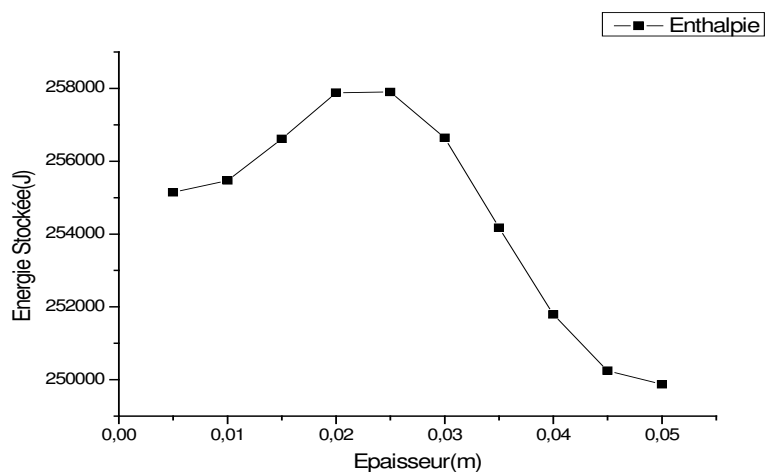


Figure 4.4 Chaleur stockée dans le MCP en un point en fonction de la variation de l'épaisseur

La figure 4.5 présente la variation de l'enthalpie en fonction de la température. Sur cette figure, nous constatons que plus la valeur de la température augmente, plus la chaleur stockée est importante. La partie verticale de cette figure montre le point de fusion du matériau à changement de phase. Le point (20,15) est un point intermédiaire choisi suivant I et J à l'intérieur du panneau, où I et J représentent le nombre de point.

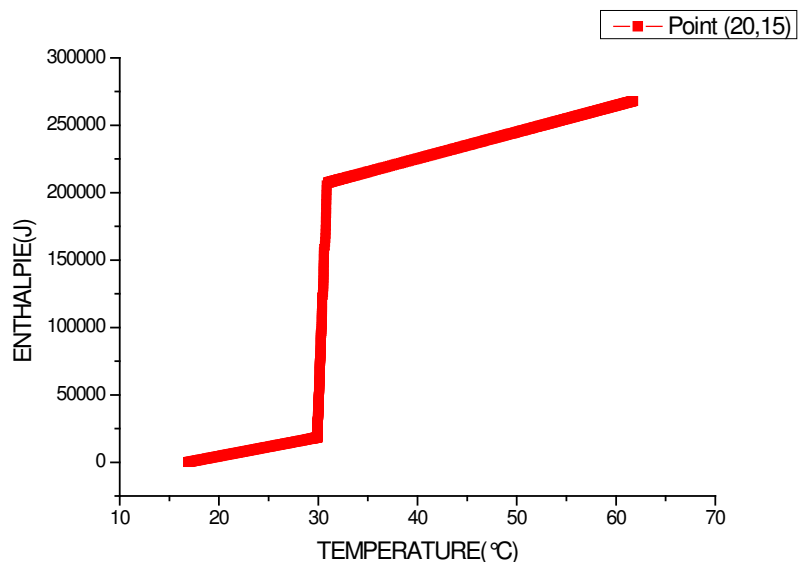


Figure 4.5 Enthalpie en fonction de la température

La figure 4.6 représente l'évolution du stockage et du déstockage de la chaleur dans un matériau à changement (Paraffine RT27) en fonction des jours. Sur cette figure, nous constatons que la chaleur stockée est plus élevée que celle déstockée suivant les 8 jours. A partir du troisième jour, les valeurs des chaleurs stockée et déstockée deviennent constantes, pour le troisième jour, avec les valeurs respectives de 84,951 MJ et 17,558 MJ.

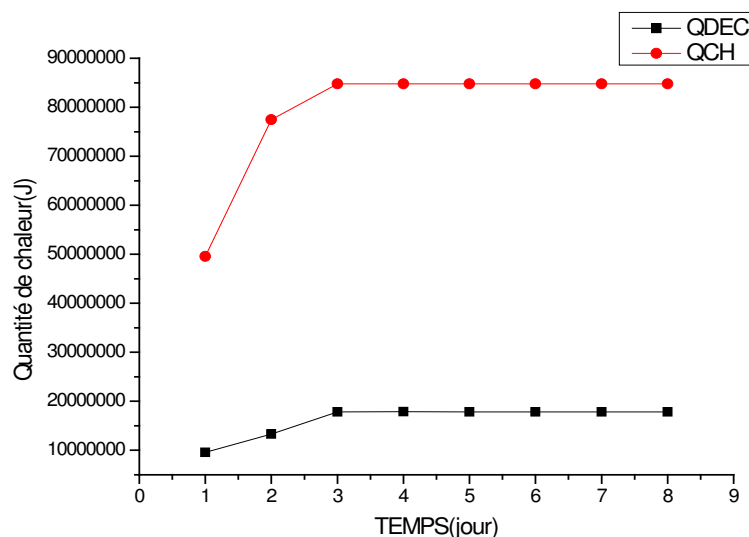


Figure 4.6 Chaleur stockée et déstockée dans le MCP

La figure 4.7 représente l'évolution de l'efficacité de stockage et de déstockage de chaleur dans le matériau à changement de phase (Paraffine RT27). Après l'analyse de la figure 4.6, nous constatons que les valeurs des efficacités de stockages sont plus importantes que celles des efficacités du déstockages pendant les 8 jours de fonctionnement. Pour le troisième jour, l'efficacité de stockage est d'environ 44,5 % contre 21,05 % pour le déstockage. Cela s'explique par le fait que la chaleur stockée est importante avec moins de déstockage de chaleur dans le MCP.

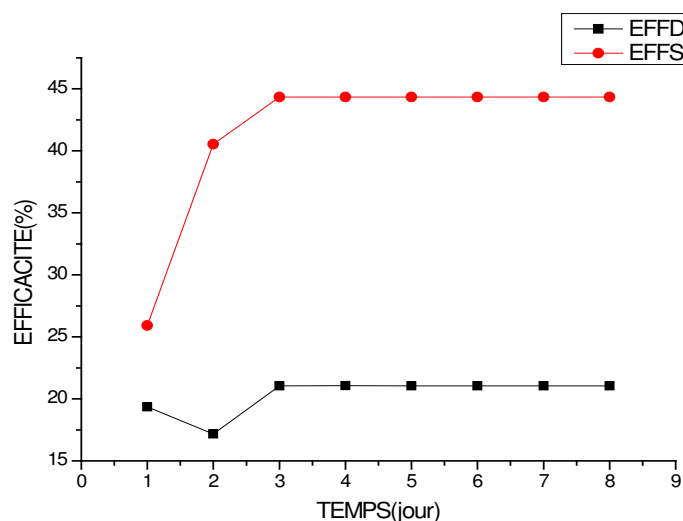


Figure 4.7 Efficacité de stockage et de déstockage de chaleur dans le MCP

La figure 4.8 traduit l'évolution de la fraction moyenne massique de charge et de décharge dans le MCP intégré dans l'habitat comme faux plafond. Suivant l'allure des courbes, nous

remarquons que la fraction moyenne massique de charge est importante par rapport à celle de décharge. La fraction moyenne massique est toujours inférieure ou égale à 1. Pour notre étude, la fraction moyenne massique de charge est égale à 0,9 contre 0,7 pour la décharge au troisième jour.

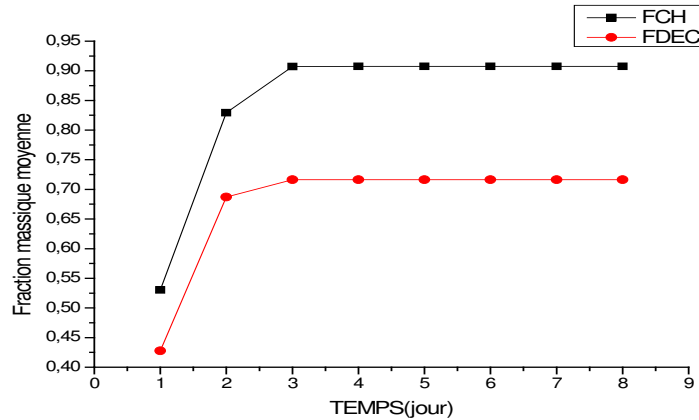


Figure 4.8 Fraction moyenne massique de charge et de décharge

La figure 4.9 traduit l'influence de la variation du flux solaire sur l'efficacité de stockage et de déstockage de chaleur dans le matériau à changement de phase. L'analyse des courbes de cette figure, révèle que plus le flux solaire est important, plus les efficacités de stockage et de déstockage de chaleur baissent. Cela s'explique par le fait que si le flux est important, le MCP fond presque totalement et la ré-solidification ne peut avoir lieu dans l'immédiat pour pouvoir stocker de chaleur afin que les efficacités augmentent. Pour un flux de 500 W/m^2 , l'efficacité de stockage et de déstockage de chaleur sont respectivement, 27,47 % et 57,15 % et pour un flux de 1600 W/m^2 , les efficacités sont respectivement de 16,95 % contre 14,17 %.

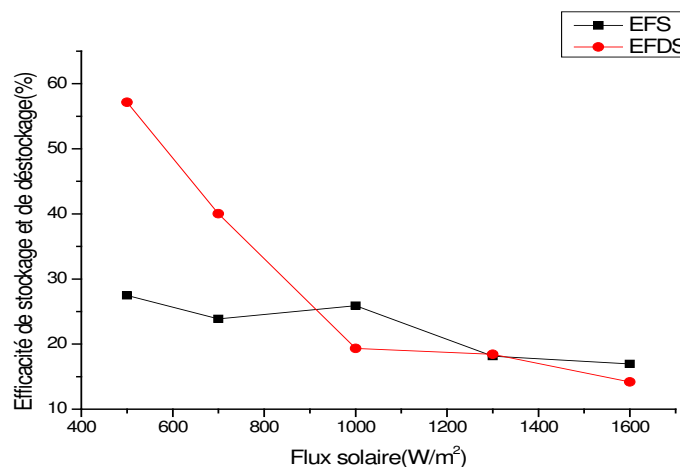


Figure 4.9 Influence du flux solaire sur l'efficacité de stockage et de déstockage

La figure 4.10 représente le profil de températures de l'air dans l'enceinte de l'habitat intégrant de la Paraffine RT27 et du Sel hydraté comme matériau à changement de phase. Nous notons que la température de l'air est élevée dans l'enceinte de l'habitat intégrant du sel hydraté par rapport à l'habitat intégrant de la paraffine RT27. La température maximale observée dans l'enceinte de l'habitat intégrant de la paraffine est de 28 °C contre 32 °C pour l'habitat intégrant du sel hydraté.

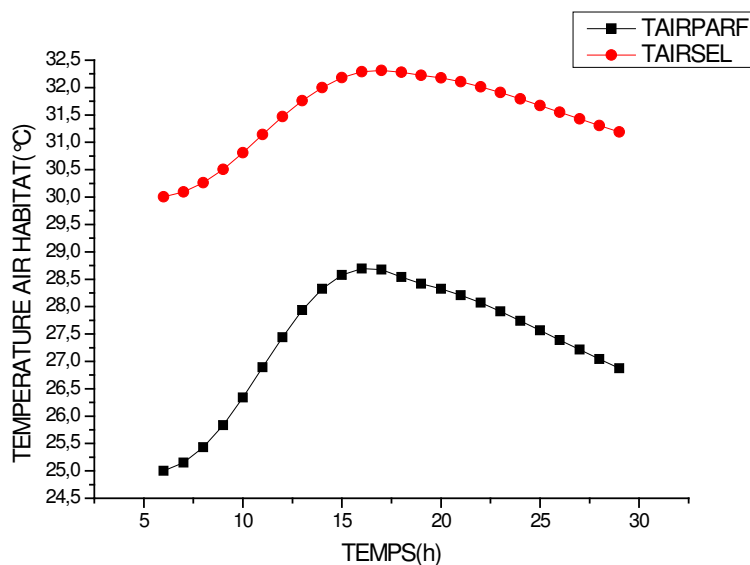


Figure 4.10 : Profil de températures de l'air de l'habitat intégrant de la Paraffine RT27 et du Sel hydraté comme MCP

4.4. Partie modélisation

Les résultats qui suivent ont été obtenus pour un flux sinusoïdal de valeur maximale type égale à 1000 W.m^{-2} , pour des températures maximale et minimale respectivement égales à 35°C et 25°C , avec une épaisseur type du mur fixé à 15 cm pour la journée type du mois de mars de la Guinée.

4.4.1. Distribution de la température pour un habitat classique et un habitat moderne

La figure 4.11 représente l'évolution de la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat sans matériau à changement de phase (habitat classique) et avec habitat intégrant du matériau à changement de phase (habitat moderne). L'examen de cette figure révèle que la température de l'air baisse dans l'habitat moderne par rapport à l'habitat classique du fait que le MCP emmagasine la chaleur au courant de la journée et la restitue pendant la nuit, tandis que dans

l'habitat classique, cette chaleur pénètre à l'intérieur de l'habitat et l'air est surchauffé. Les températures observées à 16 h sont respectivement pour un habitat classique et un habitat moderne de : 29,64 et 28,71 °C. De plus, pendant que la température de l'air ambiant est faible par rapport aux températures intérieures dans les intervalles de 6 h à 13 h et de 23 h à 5 h du fait de la voûte céleste, la température de l'air ambiant augmente et dépasse la température intérieure de l'habitat moderne de 14 h à 22 h.

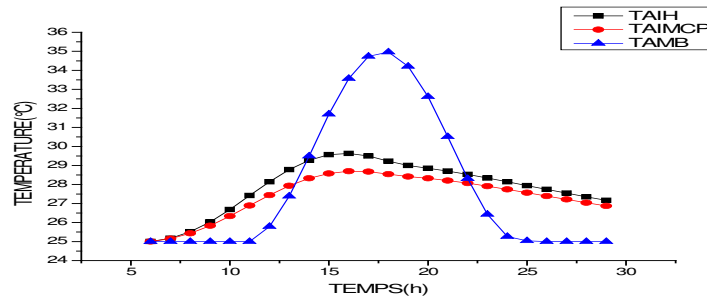


Figure 4.11 Température de l'air intérieur habitat avec et sans MCP premier jour

La figure 4.12 représente l'évolution des températures sur le toit extérieur, le plancher et le faux plafond inférieur de l'habitat avec et sans MCP. Nous constatons que les températures au niveau des toitures sont les plus élevées pendant la nuit et faible la nuit. Les températures observées au niveau de la toiture en aluminium de l'habitat classique sont plus élevées que celles observées au niveau de l'habitat moderne en tuiles transparentes. L'écart de température entre les deux toitures est de 22 °C. La distribution de la température au niveau du faux plafond inférieur de l'habitat classique intégrant de la laine de bois est plus élevée que celle de l'habitat moderne intégrant du MCP avec un écart de 16 °C. Quant au plancher, nous observons un écart de 3 °C, malgré que les températures au niveau de l'habitat classique dominant celles de l'habitat moderne. Le faux plafond joue alors un rôle important dans l'atténuation de la distribution des températures de la toiture de l'habitat. Par contre les températures sont basses au niveau du plancher par rapport aux autres composants de l'habitat. Par conséquent, nous pouvons dire que le MCP amortie les températures plus que la laine de bois.

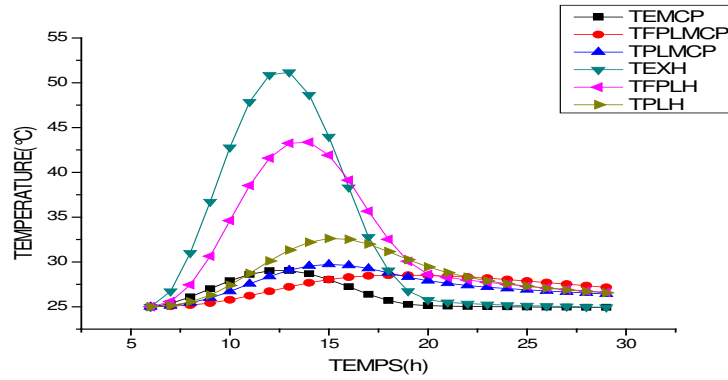


Figure 4.12 Evolution de températures sur le toit extérieur, le plancher et le faux plafond inférieur habitat avec et sans MCP

La figure 4.13 représente l'évolution du profil de températures de l'air dans la toiture pour un habitat classique et un habitat moderne. Les températures maximales de l'air sont observés à partir de 13 h avec un déphasage de 5 h pour un écart de température de 24 °C. Cette différence de température est causée par l'effet des matériaux utilisés dans la toiture. Pour l'habitat moderne, les tuiles transparentes laissent une grande partie de la chaleur pénétrer à l'intérieur de la toiture pour être emmagasiné dans le MCP, alors que, pour un habitat classique, la toiture en aluminium libère de la chaleur qui est stratifiée. La toiture représente la composante de l'habitat qui est la plus exposée au flux solaire et donc qui engendre le plus de pertes thermiques.

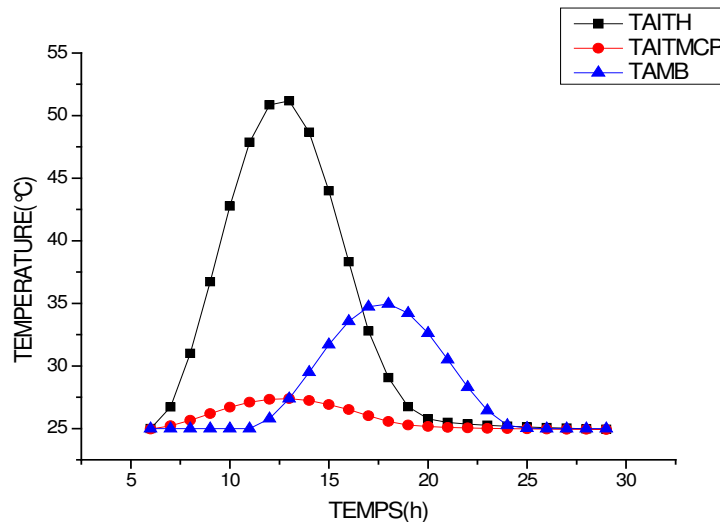


Figure 4.13 Profil de températures air toiture habitat avec et sans MCP

La figure 4.14 illustre le profil de températures du mur sud extérieur et intérieur pour un habitat avec et sans MCP. Les températures observées au niveau du mur sud extérieur de l'habitat classique dominent celles de l'habitat moderne avec un écart de 6 °C entre les

températures maximales. Les températures du mur sud intérieur pour l'habitat moderne sont plus basses que celles de l'habitat classique avec un écart d'environ 2 °C. Cela démontre que l'intégration du MCP dans l'habitat apporte une inertie thermique importante par rapport à l'habitat sans MCP.

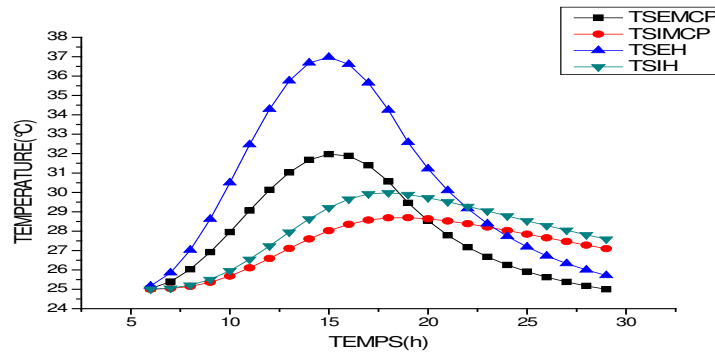


Figure 4.14 Profil de températures mur sud extérieur et intérieur habitat avec et sans MCP

La figure 4.15 représente le profil de températures du mur nord extérieur et intérieur d'un habitat avec et sans MCP. Les températures maximales des faces externes des deux habitats sont observées à 15 h dont les valeurs sont respectivement de 37 °C et de 31 °C. Sur cette figure, on remarque un déphasage de 6h entre la face externe et interne du mur nord d'un habitat intégrant du MCP et de 3 h entre la face externe et interne d'un habitat sans MCP. Ces déphasages sont relativement faibles à cause des échanges convectifs de chaleur entre les parois externes et internes des murs et l'air. L'écart de température entre la face externe et interne d'un habitat sans MCP est d'environ 2°C par contre, pour un habitat avec MCP l'écart de température est de 8 °C. En effet, l'intégration du MCP dans l'habitat influence l'inertie du mur nord de l'habitat sur l'amortissement et le déphasage entre les températures des faces externes et internes.

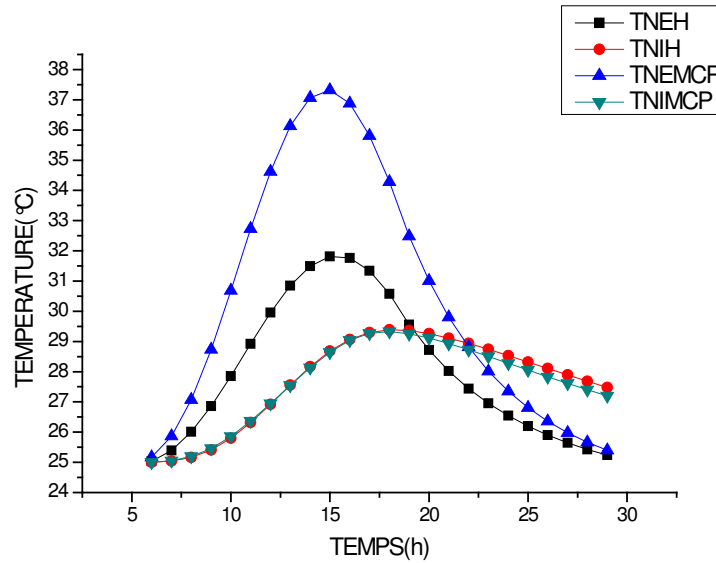


Figure 4.15 Profil de températures du mur nord extérieur et intérieur habitat avec et sans MCP

Les figures 4.16 et 4.17, représentent l'évolution des températures sur les faces externes et internes des murs est et ouest pour un habitat classique et un habitat moderne. Nous remarquons sur ces figures que les comportements thermiques des murs sont similaires. Les distributions des températures des faces internes des murs sont dominantes dans un habitat classique par rapport à un habitat moderne. Par contre, nous observons le contraire au niveau des faces externes avec une légère différence. Les écarts de températures maximales des faces externes et internes de l'habitat classique et de l'habitat moderne des murs Est sont respectivement 3 °C et 4 °C environ avec un déphasage de 3h. Pour les murs Ouest, ces valeurs sont respectivement 2 °C et 3 °C environ avec un même déphasage.

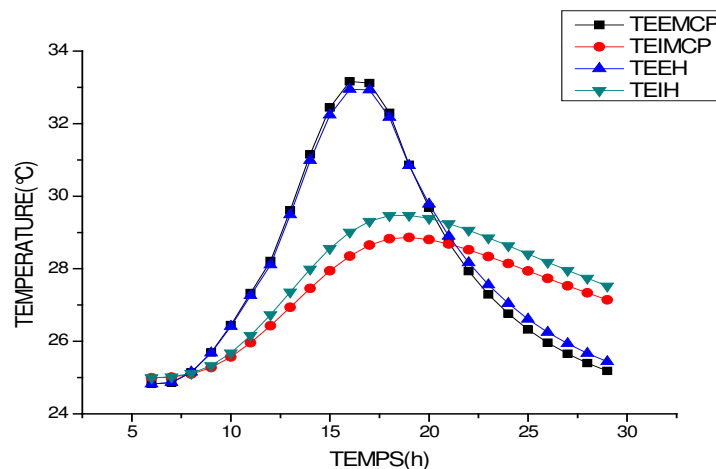


Figure 4.16 Profil de températures mur est extérieur et intérieur habitat avec et sans MCP

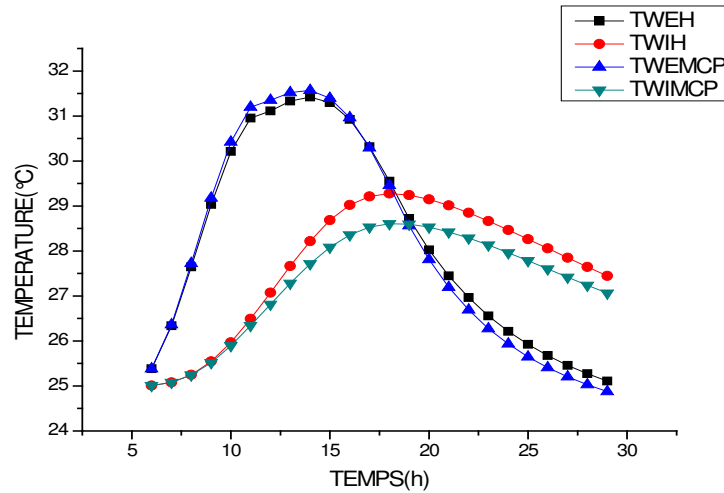


Figure 4.17 Profil de températures mur ouest extérieur et intérieur habitat avec et sans MCP

4.4.2. Influence des paramètres sur la distribution de la température

La figure 4.18 représente l'influence de la variation de l'épaisseur du mur sur la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat avec et sans MCP. Nous constatons que plus l'épaisseur du mur d'un habitat augmente, plus l'inertie thermique est importante et plus la température de l'air intérieur de l'habitat baisse. Par comparaison entre les distributions des températures des deux habitats, nous observons que la température de l'air baisse plus dans l'habitat intégrant du MCP que pour l'habitat sans MCP.

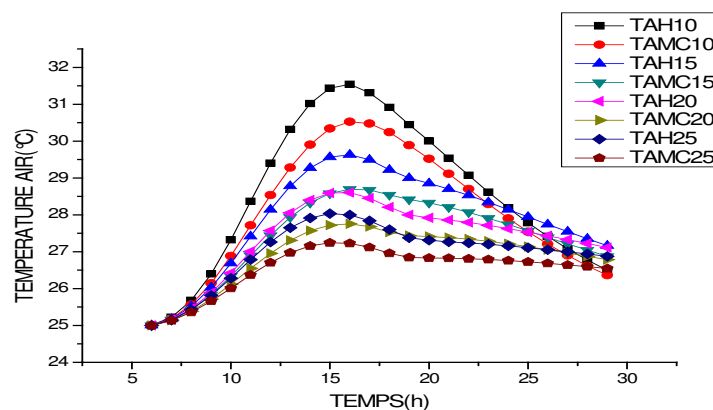


Figure 4.18 Influence de l'épaisseur sur la température de l'air de l'habitat avec et sans MCP

La figure 4.19 représente l'influence de la variation de l'épaisseur du mur sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP. Nous remarquons que plus l'épaisseur du mur d'un habitat importante, plus l'inertie thermique est importante et la température du mur sud intérieur de l'habitat baisse. Par comparaison entre les distributions des températures des

deux habitats, nous observons que les températures des faces internes du mur sud sont plus faible dans l'habitat intégrant du MCP que pour l'habitat sans MCP.

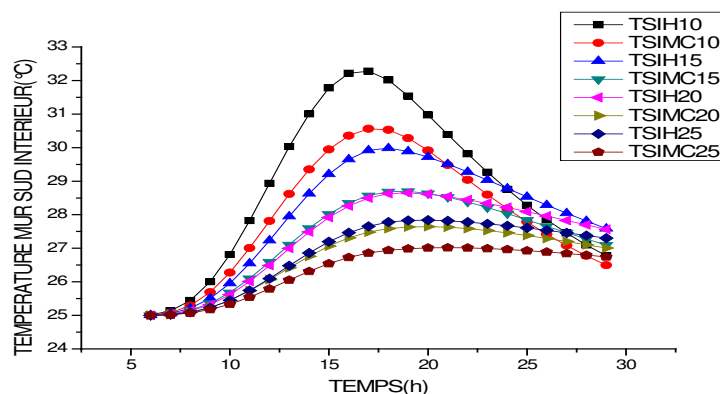


Figure 4.19 Influence de l'épaisseur sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP

Nous présentons sur la figure 4.20 l'influence de la variation du flux solaire sur la température de l'air intérieur de l'habitat avec et sans MCP pour une épaisseur du mur fixée à 15 cm. Nous constatons que plus le flux est important, plus l'habitat intégrant du MCP stocke de la chaleur pendant la journée pour en restituer une partie la nuit dans l'enceinte de l'habitat, par contre l'habitat sans MCP se surchauffe et la température s'élève à l'intérieur. Nous pouvons dire que le MCP joue le rôle d'amortisseur de température. Pour un flux global maximal de 1300 W.m^{-2} , la température maximale de l'air dans l'habitat sans MCP est d'environ $30 \text{ }^\circ\text{C}$ et celle de l'habitat avec MCP est de $28 \text{ }^\circ\text{C}$.

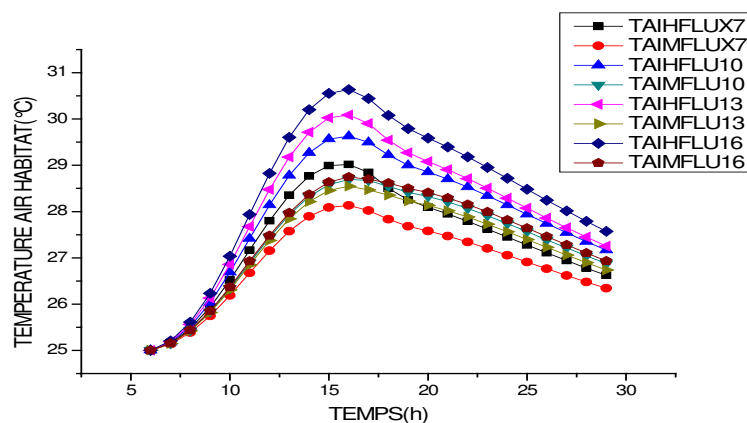


Figure 4.20 Influence de la variation du flux sur la température de l'air intérieur de l'habitat avec et sans MCP

Nous présentons sur la figure 4.21 l'influence du flux solaire sur la distribution de la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP pour une épaisseur du mur fixée à 15 cm. Nous constatons que plus le flux est important et plus la température de l'air

intérieur de l'habitat est importante. Cette augmentation est plus significative dans le cas de l'habitat classique. Cette augmentation de la température de l'air de l'habitat est dû à l'échange convectif avec les parois intérieures de l'habitat qui sont plus chaudes du fait du transfert par conduction avec les parois extérieures. Pour un flux global maximal de 1600 W.m^{-2} , la température maximale de la face interne du mur sud de l'habitat sans MCP est environ $30 \text{ }^\circ\text{C}$ et celle de l'habitat avec MCP est de $28 \text{ }^\circ\text{C}$.

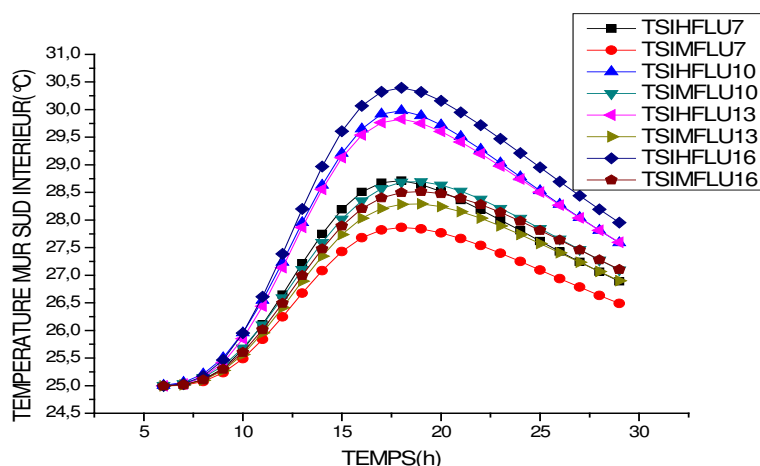


Figure 4.21 Influence de la variation du flux sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP

L'influence de la variation du flux solaire sur la température de l'air à l'intérieur de la toiture pour un habitat avec et sans MCP pour une épaisseur du mur fixé à 15 cm est représenté sur la figure 4.22. Nous constatons que plus le flux est important, plus la température dans la toiture de l'habitat sans matériau à changement de phase augmente. Par contre, la toiture de l'habitat intégrant du MCP stocke beaucoup de chaleur pendant la journée afin d'éviter l'élévation de la température. Pour un flux global maximal de 1600 W.m^{-2} , la température maximale de l'air dans la toiture de l'habitat sans MCP est d'environ $68 \text{ }^\circ\text{C}$ et celle de l'habitat avec MCP est de $27 \text{ }^\circ\text{C}$ à partir de 12 h.

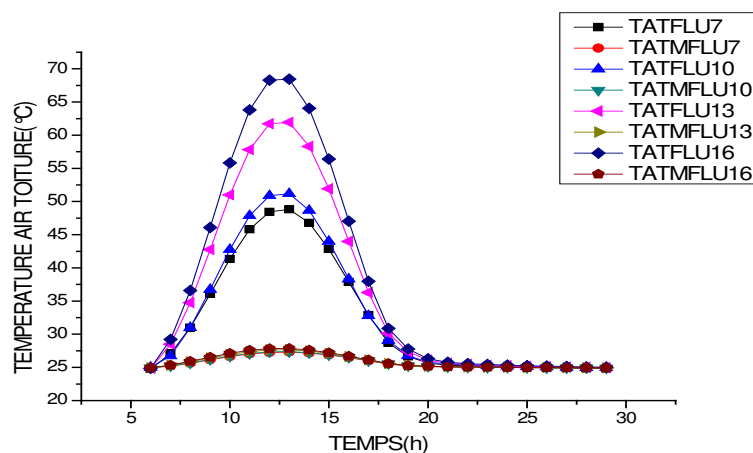


Figure 4.22 Influence de la variation du flux sur la température de l'air intérieure de la toiture de l'habitat avec et sans MCP

L'influence de la variation de l'épaisseur du mur sur la température de l'air à l'intérieur de la toiture pour un habitat avec et sans MCP est représenté sur la figure 4.23. Nous constatons que la variation de l'épaisseur du mur de l'habitat a moins d'influence sur les températures à l'intérieur de la toiture. Par contre, les températures de l'air à l'intérieur de la toiture pour un habitat sans MCP dépassent celles d'un habitat intégrant du MCP. Malgré la variation de l'épaisseur du mur, les profils de températures pour les deux toitures sont presque confondus de part et d'autre.

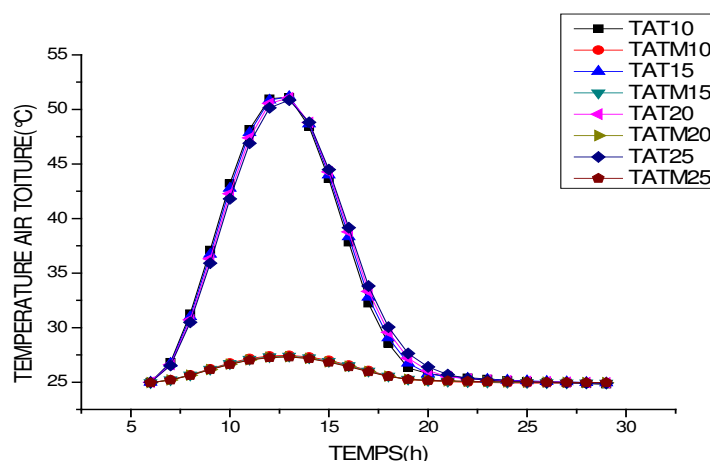


Figure 4.23 Influence de la variation de l'épaisseur du mur sur la température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat avec et sans MCP

La figure 4.24 représente l'influence de la variation du taux de renouvellement d'air sur la température de l'air dans l'enceinte d'un habitat avec et sans MCP. Sur cette figure, nous constatons que plus la valeur du taux de renouvellement est importante, plus la valeur de la température de l'air augmente de 6 h à 19 h et de 20 h à 5 h, elle baisse. Par contre, pour un habitat intégrant du MCP, la température augmente de 6 h à 21 h et de 22 h à 5 h elle baisse. Cela est dû à l'échange de l'air chaud provenant de l'extérieur vers l'intérieur de l'habitat

pendant la journée et vers le soir, il y a les impacts du phénomène de convection entre les parois et l'air, du rayonnement entre les parois et la voûte céleste qui font chuter les températures. Malgré que la variation du taux de renouvellement d'air influence la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat, nous observons sur cette figure que les températures de l'air dans un habitat sans MCP dominant celles d'un habitat avec MCP.

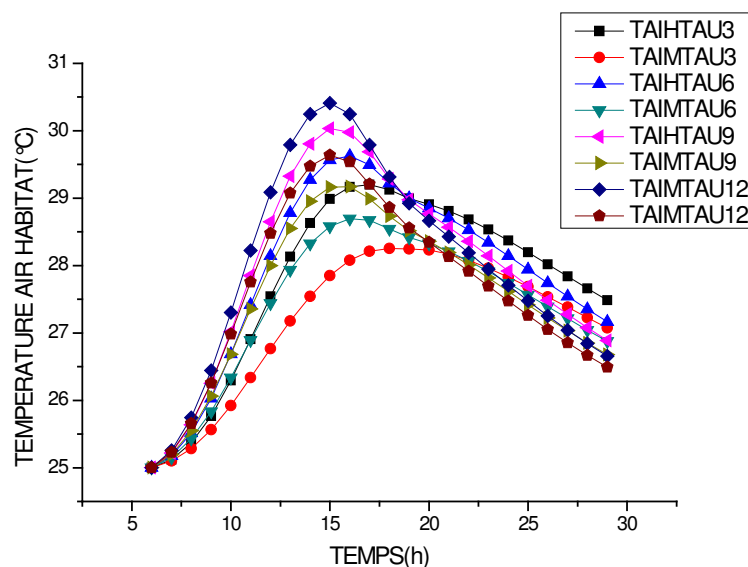


Figure 4.24 Influence de la variation du taux de renouvellement d'air sur la température de l'air à l'intérieur de l'habitat avec et sans MCP

L'influence de la variation du taux de renouvellement d'air sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP est représenté sur la figure 4.25. Sur cette figure, nous constatons que plus la valeur du taux de renouvellement d'air est élevée, plus la valeur de la température de l'air augmente de 6 h à 21 h et de 22 h à 5 h, elle baisse. Par contre, pour un habitat intégrant du MCP, la température augmente de 6 h à 24 h et de 1 h à 5 h, elle baisse. Cette augmentation de la température du mur sud intérieur est provoquée par l'échange convectif entre l'air intérieur et les parois internes de l'habitat. Pour un taux de (3/24h), les températures maximales du mur sud intérieur pour un habitat sans MCP et un habitat avec MCP sont respectivement de 29,33 °C et de 28,31 °C.

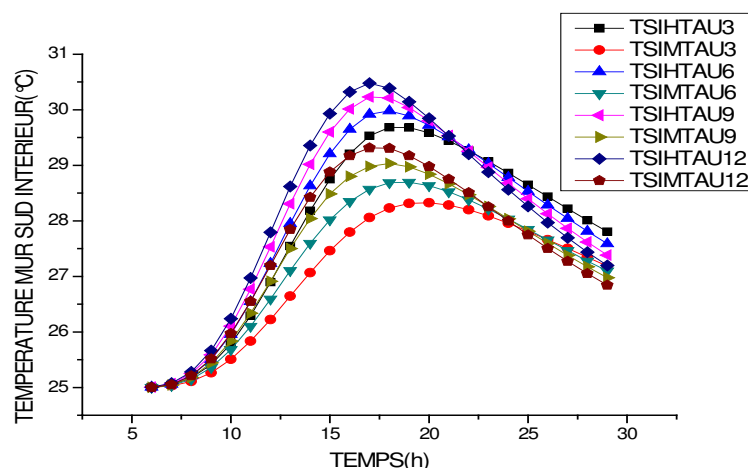


Figure 4.25 Influence de la variation du taux de renouvellement d'air sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP

La figure 4.26 représente l'évolution de l'influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat avec et sans MCP. Nous constatons que plus la température maximale est grande et plus la température de l'air à l'intérieur de l'habitat est influencée, c'est-à-dire qu'elle augmente. Avec l'intégration du MCP dans l'habitat, la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat baisse. Pour une température maximale de 35 °C, la température maximale de l'air dans l'habitat sans MCP est d'environ 29,65 °C et de 28,72 °C pour un habitat intégrant du MCP.

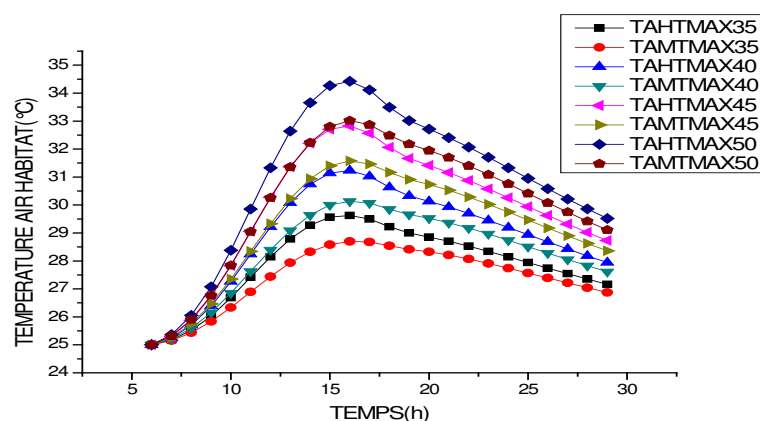


Figure 4.26 Influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat avec et sans MCP

La figure 4.27 représente l'influence de la variation de la température maximale sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP. Nous constatons que plus la valeur de la température maximale est importante et plus la température de la paroi intérieure du mur sud de l'habitat est influencée, c'est-à-dire qu'elle est élevée. Avec l'intégration du MCP dans l'habitat, la température du mur sud intérieur baisse. Pour une température

maximale de 50 °C, la température maximale de l'air dans l'habitat sans MCP est d'environ 35 °C et de 33 °C pour un habitat intégrant du MCP.

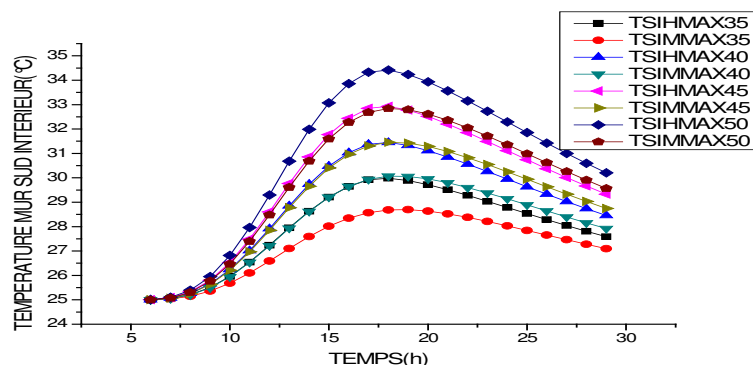


Figure 4.27 Influence de la variation de la température maximale sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP

La figure 4.28 représente l'évolution au cours du temps de l'influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat avec et sans MCP. Nous constatons que les températures de l'air dans la toiture augmentent considérablement dans l'habitat sans MCP par rapport à l'habitat intégrant du MCP. Pour une température maximale de 35 °C, la température maximale de l'air dans la toiture de l'habitat sans MCP atteint 51 °C à 13 h, tandis que celle de l'habitat avec MCP est d'environ 29 °C à la même heure. Cela démontre que la toiture est le composant de l'habitat le plus exposé au flux solaire, ainsi les pertes thermiques sont les plus élevées [94, 95, 96]. Avec l'intégration du MCP, la température de l'air baisse considérablement par rapport à l'habitat sans MCP.

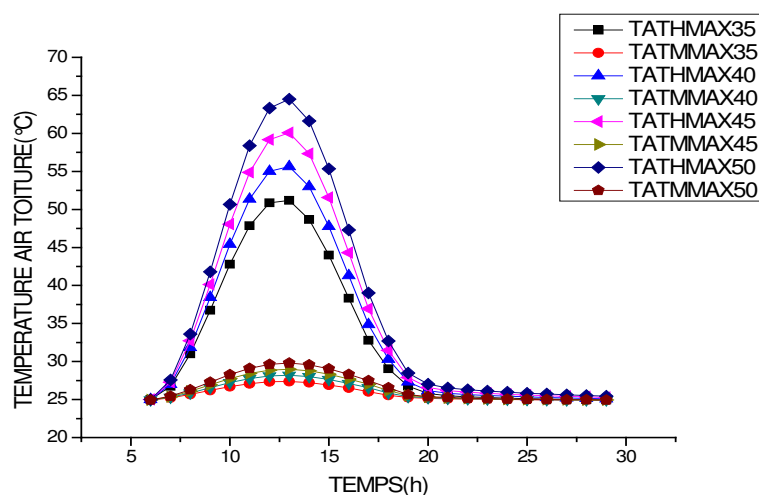


Figure 4.28 Influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air intérieure de la toiture de l'habitat avec et sans MCP

La figure 4.29 représente l'évolution au cours du temps de l'influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat avec et sans MCP. Nous constatons que plus la température minimale est grande et plus la température de

l'air à l'intérieur de l'habitat est influencée, c'est-à-dire qu'elle augmente. Avec l'intégration du MCP dans l'habitat, la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat baisse. Pour une température minimale de 15 °C, la température maximale de l'air dans l'enceinte de l'habitat sans MCP est d'environ 22,77 °C observé à 16 h et de 21,5 °C pour un habitat intégrant du MCP à la même heure.

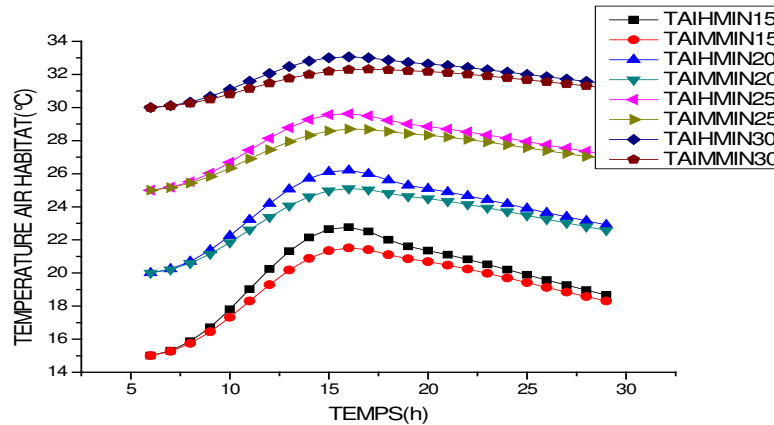


Figure 4.29 Influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air intérieur de l'habitat avec et sans MCP

La figure 4.30 représente l'influence de la variation de la température minimale sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP. Nous remarquons que plus la valeur de la température minimale est importante et plus la température de la paroi interne du mur sud de l'habitat est influencée, c'est-à-dire qu'elle est élevée. Les profils de températures des deux habitats sont presque confondus de 6 h à 10 h. Cela est dû au fait que les flux sont faibles à cette heure pour que l'habitat intégrant du MCP stocke de la chaleur et de 11 h à 5 h, les températures de l'habitat sans MCP dominent celles de l'habitat avec MCP. Pour une température minimale de 25 °C, la température maximale de l'air dans l'habitat sans MCP est d'environ 30 °C à 18 h et de 28,5 °C pour un habitat intégrant du MCP à la même heure.

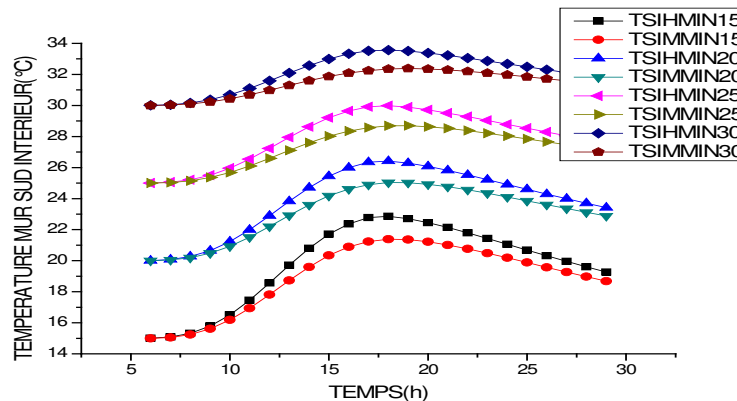


Figure 4.30 Influence de la variation de la température minimale sur la température du mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP

La figure 4.31 représente l'influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat avec et sans MCP. Nous constatons que les températures de l'air dans la toiture augmentent considérablement dans l'habitat sans MCP par rapport à l'habitat intégrant du MCP. Pour une température minimale de 30 °C, la température maximale de l'air dans la toiture de l'habitat avec MCP est de 31 °C à 12 h, tandis que celle de l'habitat sans MCP est d'environ 52 °C à la même heure. Cela démontre que la toiture est le composant de l'habitat le plus exposé au flux solaire et donc les pertes thermiques sont plus élevées [94, 95, 96]. Avec l'intégration du MCP, la température de l'air baisse considérablement par rapport à l'habitat sans MCP.

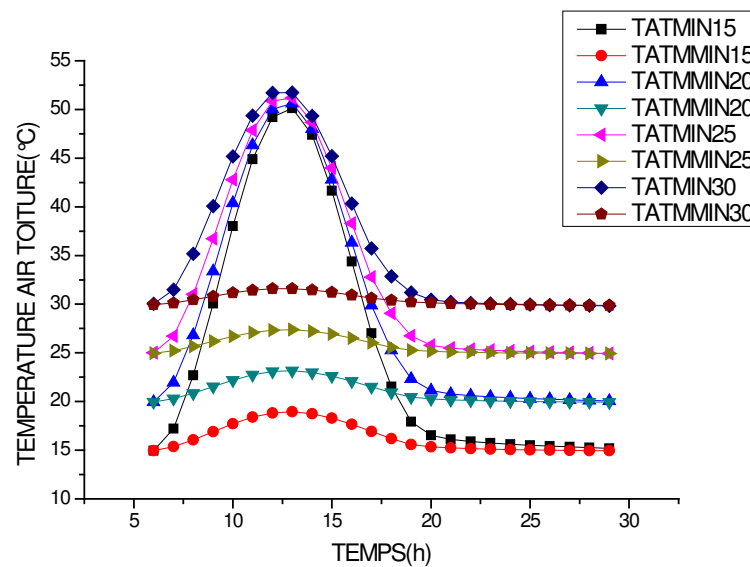


Figure 4.31 Influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat avec et sans MCP

4.5. Partie simulation

Nous faisons nos simulations à travers les données météorologiques de la ville de Ouagadougou après le traitement statistique par la méthode appelée modèle de Lui et Jordan.

4.5.1. Habitat classique

La figure 4.32 représente le profil de températures de l'air dans l'enceinte de l'habitat pour les 12 journées types du climat de la région de Ouagadougou. Sur cette figure, nous constatons que l'évolution des températures de l'air suivant les journées types est similaire. La température à l'intérieur de l'habitat est élevée pendant les périodes mars-avril-mai atteignant une valeur maximale d'environ 34,5 °C au mois d'avril. Ces mois sont considérés comme les

plus défavorables au cours de l'année en terme de confort par rapport aux autres mois, par contre au mois de janvier la température de l'air est faible par rapport aux autres mois.

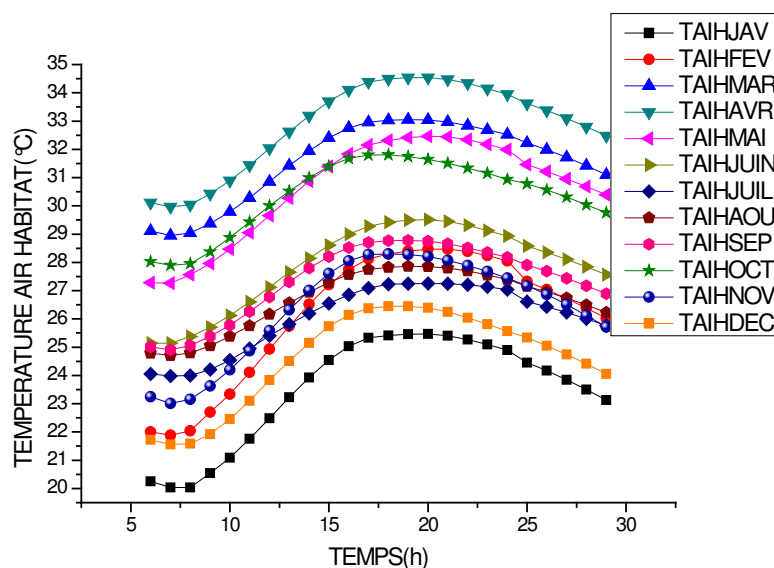


Figure 4.32 Température de l'air à l'intérieur de l'habitat classique pour les 12 journées types

La figure 4.33 représente l'évolution de la température de l'air à l'intérieur de la toiture pour les 12 journées types. Nous constatons que les températures à l'intérieur de la toiture en feuilles de tôles en aluminium de notre modèle d'habitat sont similaires et ont tendance à être confondues. Suivant cette figure, le pic maximal observé au mois d'avril est de environ 56 °C.

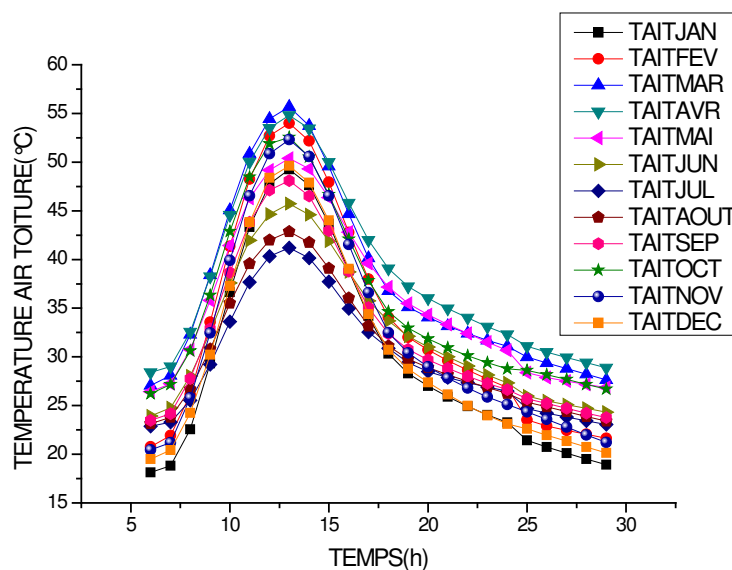


Figure 4.33 Température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat classique pour les 12 journées types

La figure 4.34 illustre l'évolution des températures sur la toiture extérieure suivant les 12 journées types. On constate que les températures augmentent progressivement pendant la journée et baissent pendant la période nocturne. Cela est dû au fait que la toiture étant le composant de l'habitat le plus exposé au flux solaire, et comme la tôle est en aluminium dont la conductivité thermique est importante, cela fait monter rapidement la température pendant les périodes dont le flux solaire est important. Elle refroidit également plus vite pendant la période nocturne à cause des échanges par rayonnement avec la voûte céleste. Sa valeur maximale observée au mois d'avril est d'environ 55 °C.

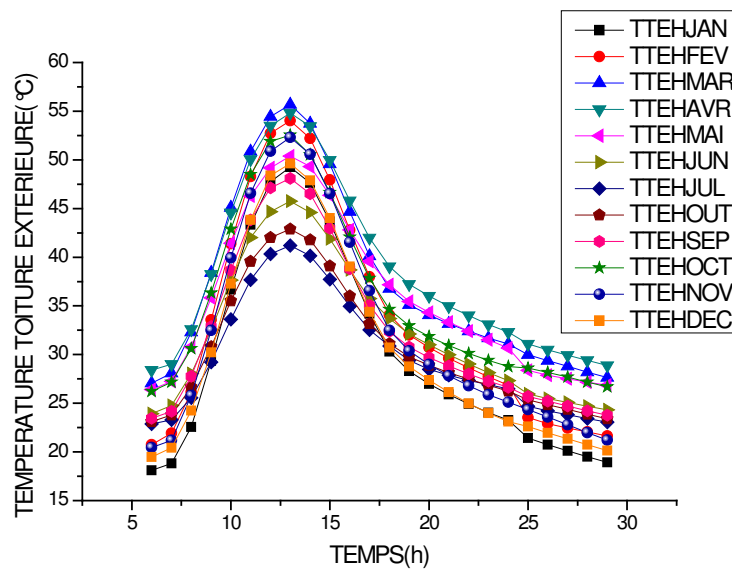


Figure 4.34 Profil de température toiture extérieure de l'habitat classique pour les 12 journées types

La figure 4.35 représente l'évolution de la température au niveau du faux plafond de l'habitat pour les 12 journées types. Nous observons que le profil de températures au niveau du faux plafond de l'habitat montre que les températures sont fortement amorties à ce niveau. Par comparaison avec celles de la toiture, nous constatons qu'il y a une baisse considérable des températures au niveau du faux plafond par rapport à la toiture extérieure. La température maximale enregistrée au niveau du plafond est de 47 °C pendant qu'elle vaut 55 °C au niveau de la toiture. Cette différence est due à la présence de la lame d'air qui existe entre le faux plafond et la toiture, dans ce cas, nous pouvons dire que le faux plafond joue le rôle d'atténuateur de températures dans l'habitat.

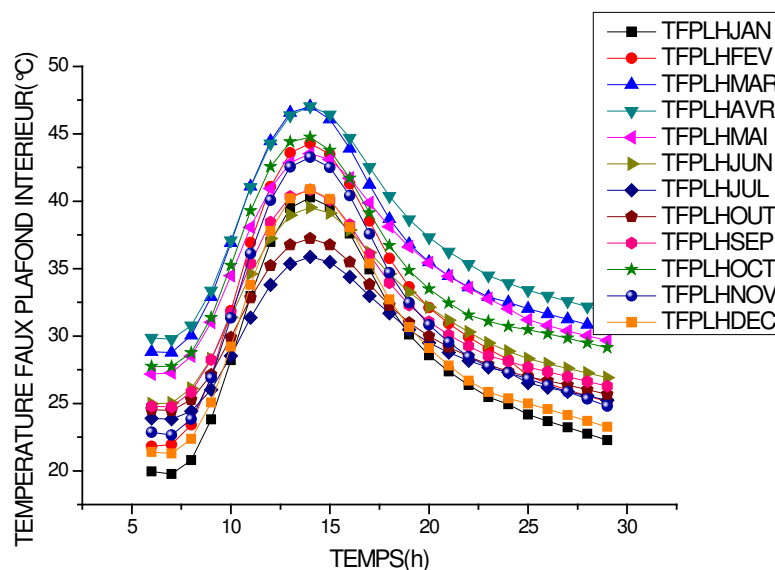


Figure 4.35 Profil de température paroi inférieure du faux plafond de l'habitat classique pour les 12 journées types

Nous présentons sur la figure 4.36, l'évolution des températures au niveau du plancher de l'habitat. Nous remarquons que les températures sont relativement faibles par rapport aux autres composants de l'habitat. Cela est dû au fait que le plancher constitue le composant de l'habitat qui est en contact direct avec le sol, alors l'inertie thermique de l'ensemble atténue les variations de températures sur la paroi du plancher de l'habitat. La valeur maximale de la température au niveau du plancher est observée au mois d'avril et elle vaut environ 36,5 °C.

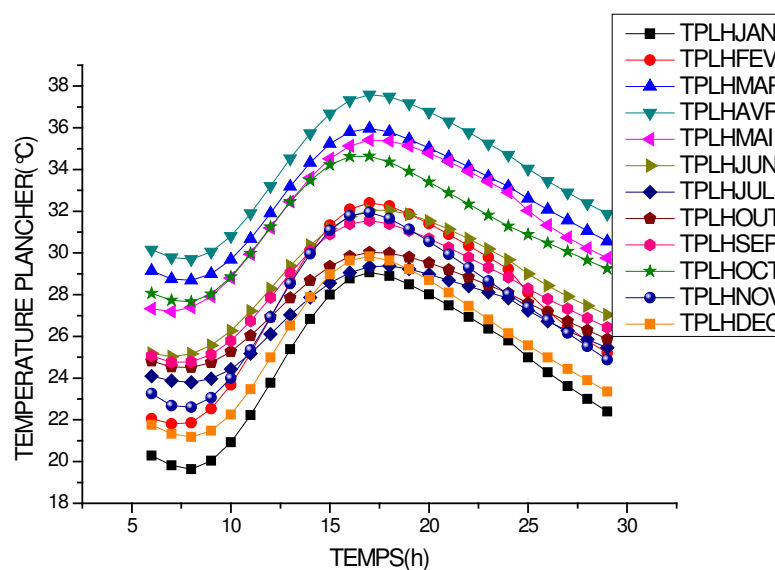


Figure 4.36 Profil de température paroi planché de l'habitat classique pour les 12 journées types

Nous présentons sur la figure 4.37, l'évolution des températures sur la paroi intérieure du mur sud de l'habitat suivant les 12 journées types. Nous remarquons que la distribution des températures pour les 12 journées types est similaire. Les températures sont dominantes au mois d'avril et plus faibles au mois de janvier de valeurs maximales respectives de 34,5 °C et de 24 °C.

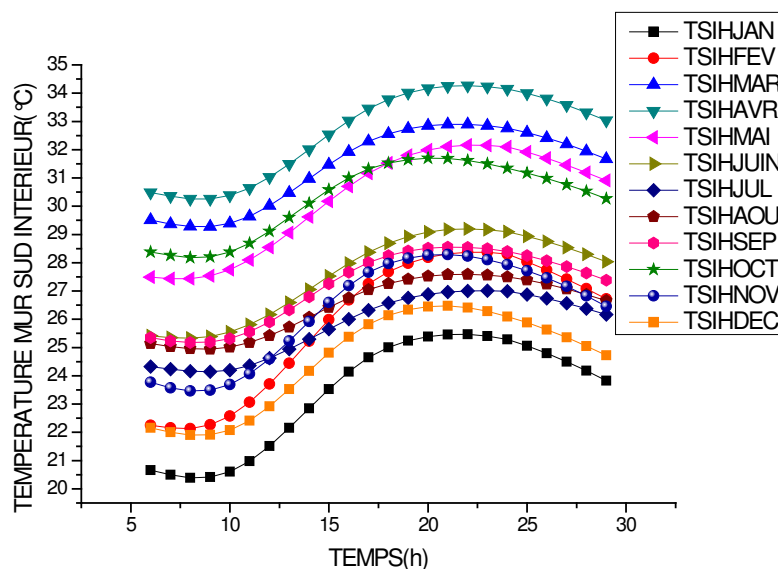


Figure 4.37 Profil de température du mur sud intérieur de l'habitat classique pour les 12 journées types

La figure 4.38 représente l'évolution des températures sur la face extérieure du mur sud de l'habitat classique suivant les 12 journées types. Nous notons que la variation des températures est importante sur la face extérieure par rapport à la face intérieure du mur sud (figure 4.37). Le mois d'avril est la période à laquelle la température est élevée par rapport aux autres mois pour une valeur maximale d'environ 35,5 °C.

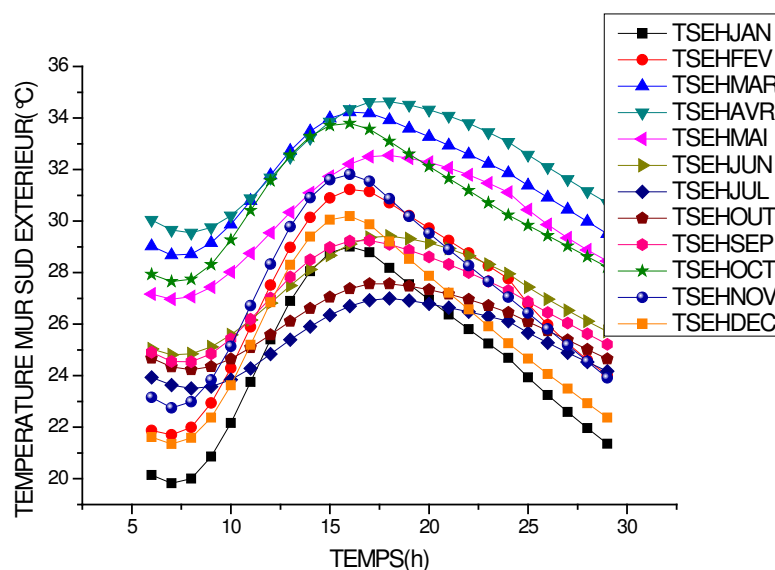


Figure 4.38 Profil de température du mur sud extérieur de l'habitat classique pour les 12 journées types

4.5.2. Habitat intégrant du Matériau à changement de phase (Paraffine)

La figure 4.39 représente le profil de températures de l'air dans l'enceinte de l'habitat intégrant du matériau à changement de phase pour les 12 journées types du climat de la région de Ouagadougou. Sur cette figure, nous constatons que l'évolution des températures de l'air suivant les journées types est similaire. La température à l'intérieur de l'habitat est élevée pendant les périodes mars-avril-mai atteignant une valeur maximale d'environ 33,5 °C au mois d'avril. Ces mois sont considérés comme les plus défavorables au cours de l'année en terme de confort par rapport aux autres mois, par contre au mois de janvier la température de l'air est faible par rapport aux autres mois. Par comparaison entre la figure 4.32 et la figure 4.39, nous constatons que la température de l'air baisse dans l'habitat intégrant du matériau à changement de phase par rapport à l'habitat sans matériau à changement de phase.

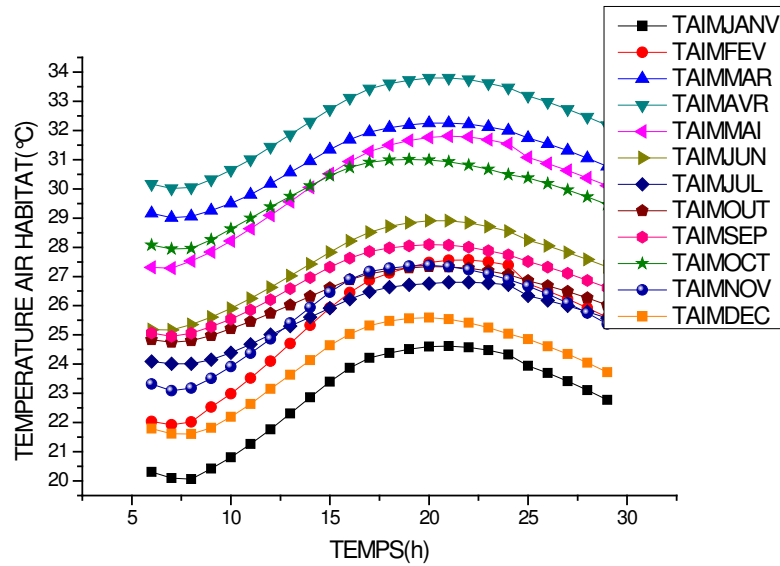


Figure 4.39 Température de l'air à l'intérieur de l'habitat moderne pour les 12 journées types

La figure 4.40 représente l'évolution de températures de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat intégrant du matériau à changement de phase pour les 12 journées types. Nous constatons que les températures à l'intérieur de la toiture en tuiles transparentes sont similaires. Suivant cette figure, le pic maximal est observé au mois d'avril de valeur atteignant environ 32 °C. Par comparaison à la figure 4.33, nous remarquons que la température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat sans MCP est importante par rapport à l'habitat intégrant du matériau à changement de phase.

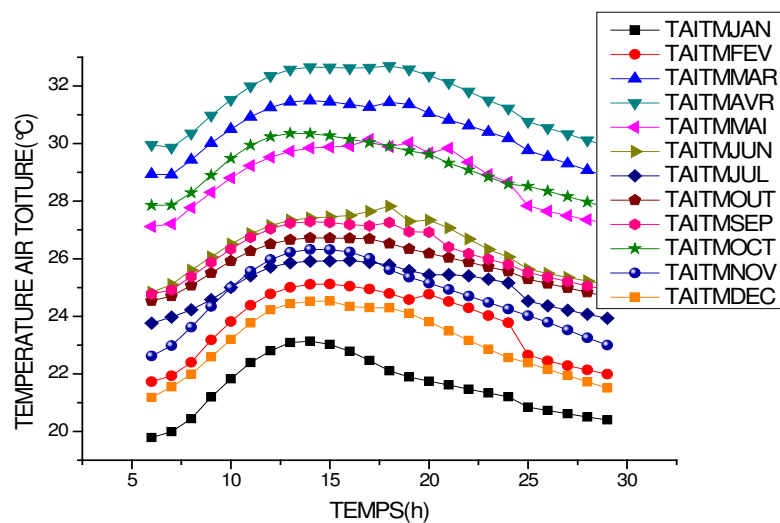


Figure 4.40 Température de l'air à l'intérieur de la toiture de l'habitat moderne pour les 12 journées types

La figure 4.41 illustre l'évolution de la température sur la toiture extérieure de l'habitat intégrant du MCP suivant les 12 journées types. On constate les températures augmentent progressivement pendant la journée et baissent pendant la période nocturne. Cela est dû au fait que la toiture étant le composant de l'habitat le plus exposé au flux solaire, et le matériau étant des tuiles transparentes dont la conductivité thermique est moins importante par rapport à l'aluminium, la variation de la température au niveau de la toiture de l'habitat avec du MCP est faible par rapport à l'habitat sans MCP (figure 4.34). Elle refroidit également plus vite pendant la période nocturne à cause des échanges par rayonnement avec la voûte céleste et par convection avec l'extérieur. Sa valeur maximale est observée au mois d'avril et égale à environ 34 °C.

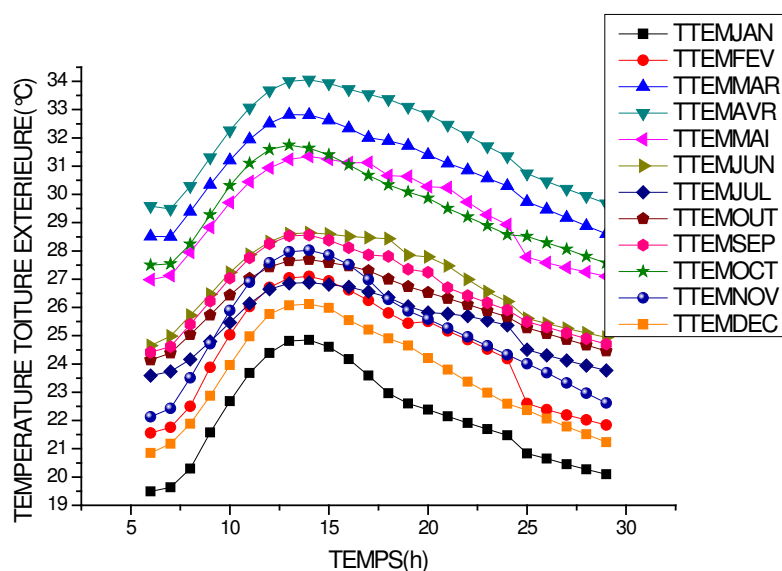


Figure 4.41 Profil de température toiture extérieure de l'habitat moderne pour les 12 journées types

La figure 4.42 représente l'évolution de la température au niveau du faux plafond de l'habitat intégrant du MCP pour les 12 journées types. Nous observons que le profil de températures au niveau du faux plafond de l'habitat montre que les températures sont fortement amorties à ce niveau. Par comparaison avec celles de l'habitat sans MCP, nous constatons qu'il y a une baisse considérable des températures au niveau du faux plafond de l'habitat intégrant du MCP par rapport à l'habitat sans MCP. La température maximale enregistrée au niveau du plafond de l'habitat avec du MCP est de 33 °C et de 47 °C pour l'habitat sans MCP.

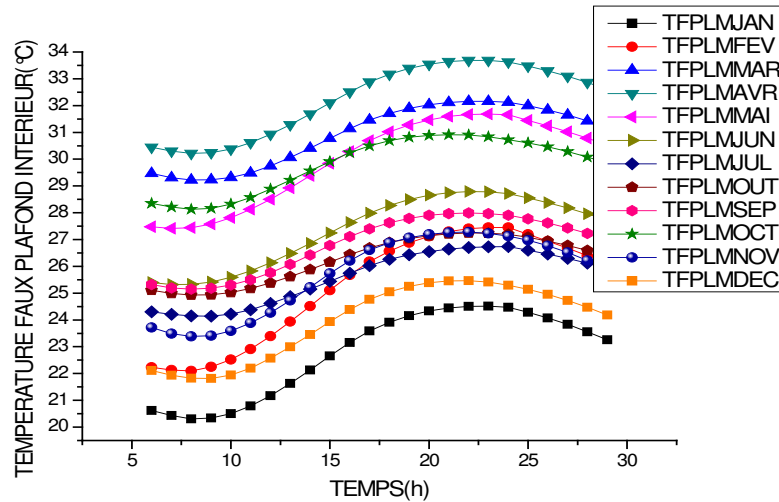


Figure 4.42 Profil de température paroi inférieure du faux plafond de l'habitat moderne pour les 12 journées types

Nous présentons sur la figure 4.43, l'évolution de la température au niveau du plancher de l'habitat intégrant du MCP. Nous remarquons que les températures sont relativement faibles par rapport aux autres composants de l'habitat. Cela est dû au fait que le plancher constitue le composant de l'habitat qui est en contact direct avec le sol, alors l'inertie thermique de l'ensemble atténue les variations de températures sur la paroi du plancher de l'habitat. La valeur maximale de la température au niveau du plancher est observée au mois d'avril et elle vaut environ 34,5 °C. Par comparaison à la figure 4.35, nous pouvons dire qu'avec l'intégration du MCP dans l'habitat, cela influence le profil de températures du plancher de façon significative.

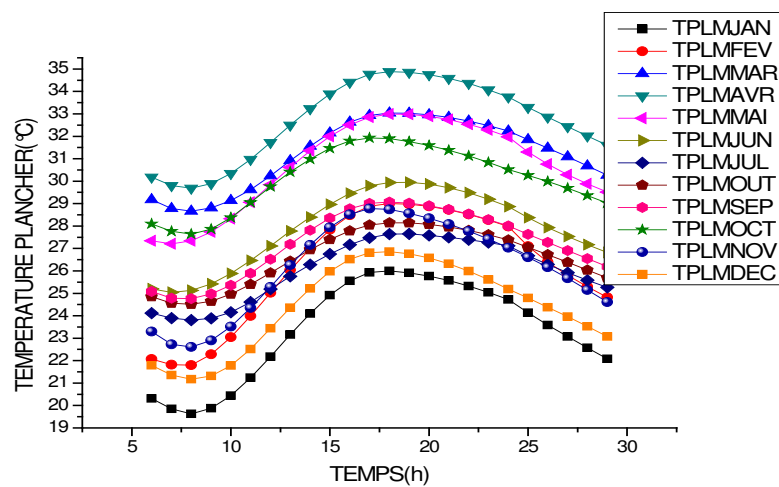


Figure 4.43 Profil de température paroi planché de l'habitat moderne pour les 12 journées types

La figure 4.44 illustre l'évolution de la température sur la paroi intérieure du mur sud de l'habitat intégrant du MCP suivant les 12 journées types. Nous remarquons que la distribution des températures pour les 12 journées types est similaire. Les températures sont dominantes au mois d'avril et plus faibles au mois de janvier de valeurs maximales respectives de 33,5 °C et de 23 °C. La température est amortie au niveau du mur sud intérieur de l'habitat intégrant du MCP par rapport à l'habitat sans MCP.

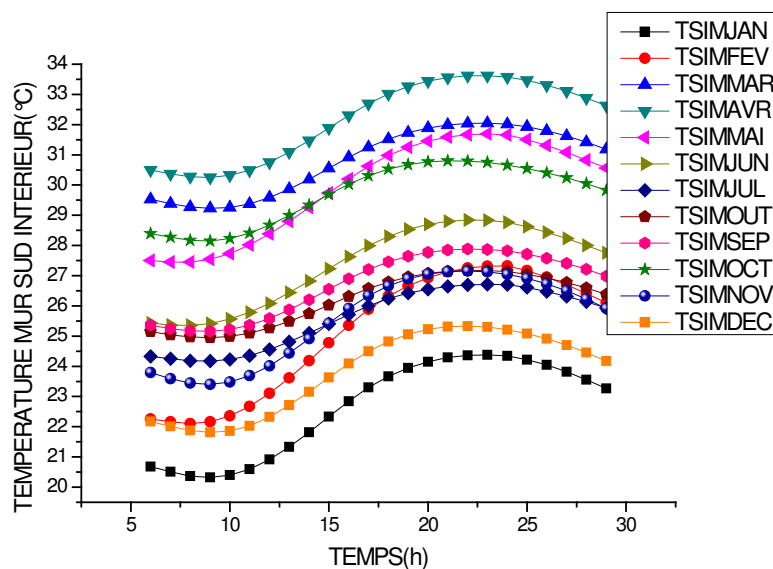


Figure 4.44 Profil de température du mur sud intérieur de l'habitat moderne pour les 12 journées types

La figure 4.45 représente l'évolution de la température sur la face extérieure du mur sud de l'habitat intégrant du MCP suivant les 12 journées types. Nous notons que la variation de températures est importante sur la face externe par rapport à la face interne du mur sud (figure 4.44). Le mois d'avril est la période à laquelle la température est élevée par rapport aux autres mois pour une température maximale d'environ 34,5 °C.

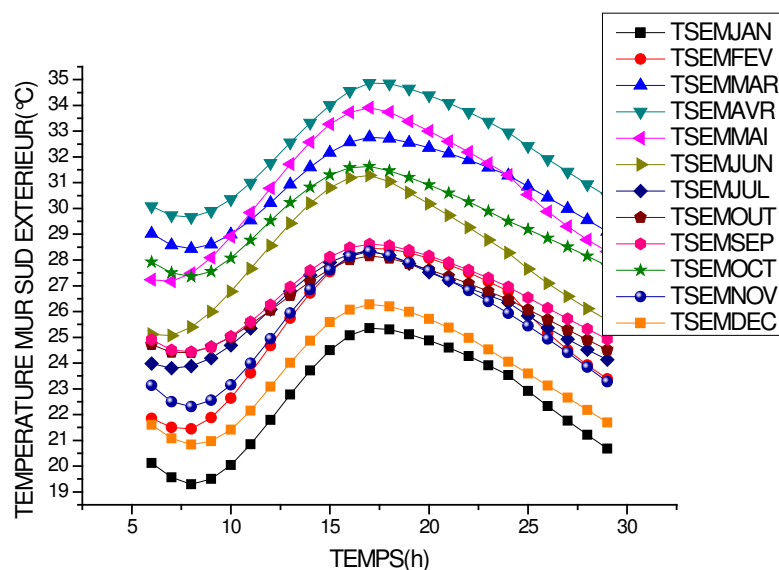


Figure 4.45 Profil de température du mur sud extérieur de l'habitat moderne pour les 12 journées types

4.5.3. Simulation avec les données météorologiques du mois d'avril de la région de Ouagadougou

Après les représentations graphiques des distributions de températures suivant les 12 journées types des données météorologiques de la région de Ouagadougou pour les deux types d'habitats, nous constatons que le mois d'avril est le mois le plus ensoleillé de la région, de ce fait, nous choisissons ce mois pour le reste des simulations entre l'habitat sans MCP et l'habitat avec du MCP.

La figure 4.46 représente l'évolution du profil de température de l'air dans la toiture pour un habitat classique et un habitat intégrant du matériau à changement de phase pour la journée type du mois d'avril. Les températures maximales de l'air à l'intérieur de la toiture sont observées à partir de 13h et égales à 55 °C pour l'habitat classique et à 32 °C pour l'habitat intégrant du matériau à changement de phase. Cette différence de température est causée par l'effet des matériaux utilisés dans la toiture. Pour l'habitat moderne, les tuiles transparentes laissent une grande partie de la chaleur pénétrée à l'intérieur de la toiture pour être emmagasiné dans le MCP, par contre, pour un habitat classique, la toiture en aluminium libère de la chaleur qui est stratifiée à l'intérieur. La toiture représente la composante de l'habitat qui est la plus exposée au flux solaire et donc qui engendre le plus de pertes thermiques.

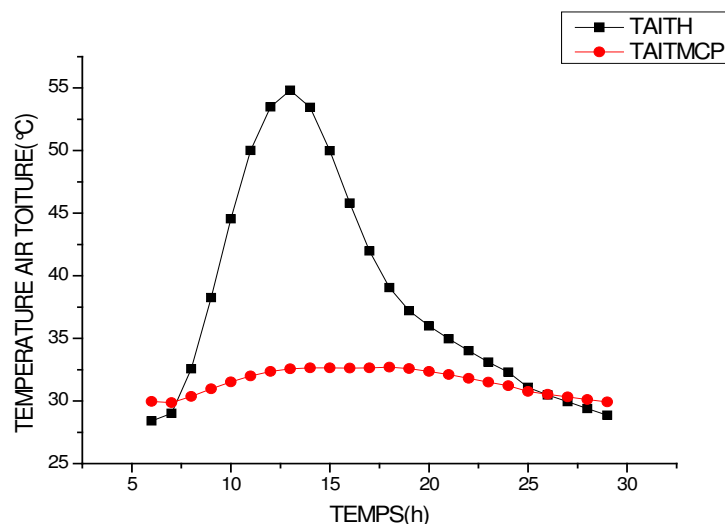


Figure 4.46 Température air toiture de l'habitat avec et sans MCP pour le mois d'avril

Nous présentons sur la figure 4.47 l'évolution de la température de l'air dans l'enceinte de l'habitat sans matériau à changement de phase (habitat classique) et avec un habitat intégrant du matériau à changement de phase (habitat moderne) pour la journée type du mois d'avril. Suivant cette figure, nous constatons que la température de l'air baisse dans l'habitat moderne par rapport à l'habitat classique du fait que le MCP emmagasine la chaleur au courant de la journée et la restitue pendant la nuit, tandis que dans l'habitat classique, cette chaleur pénètre à l'intérieur de l'habitat et l'air est surchauffé. Les températures maximales observées à l'intérieur de l'habitat classique et de l'habitat moderne sont respectivement de 34,8 °C et 33,5 °C.

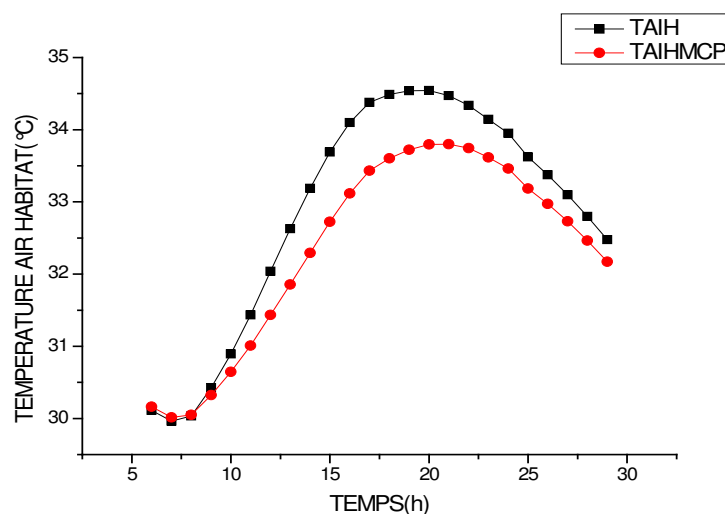


Figure 4.47 Température air intérieur de l'habitat avec et sans MCP pour le mois d'avril

La figure 4.48 illustre le profil de température du mur sud intérieur pour un habitat avec et sans MCP pour la journée type du mois d'avril. Nous constatons que les températures intérieures du mur sud de l'habitat sans MCP dominant celles de l'habitat intégrant du MCP de 10 h à 5 h du matin. Cela démontre que l'intégration du MCP dans l'habitat apporte une inertie thermique importante par rapport à l'habitat sans MCP et contribue à l'amélioration du confort thermique à l'intérieur.

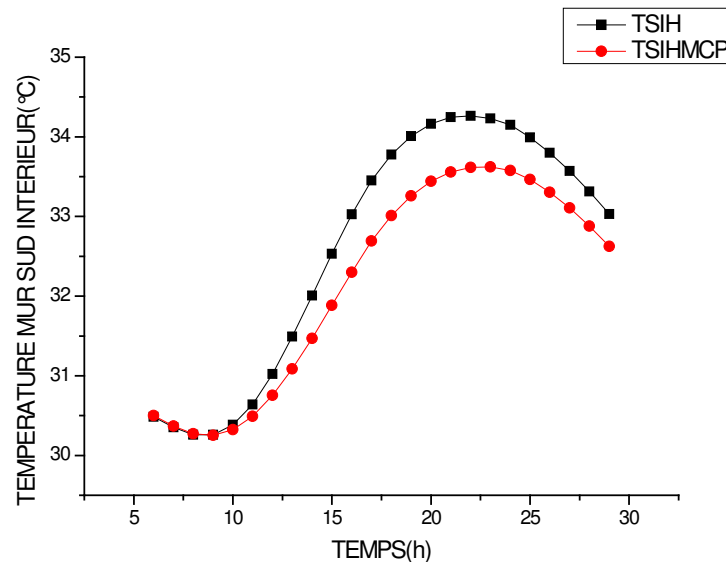


Figure 4.48 Température mur sud intérieur de l'habitat avec et sans MCP pour le mois d'avril

La figure 4.49 représente l'évolution de la température sur la paroi du plancher et du faux plafond inférieur de l'habitat avec et sans MCP pour la journée type du mois d'avril. La distribution de température au niveau du faux plafond inférieur de l'habitat classique intégrant de la laine de bois est plus élevée par rapport à celle de l'habitat moderne intégrant du panneau de MCP avec un écart de température d'environ 15,5 °C. Quant au plancher, nous observons un écart de température d'environ 3,5 °C. Le faux plafond joue alors un rôle important dans l'atténuation de la distribution de température de l'intérieur de la toiture vers l'enceinte de l'habitat. Par contre les températures sont basses au niveau du plancher par rapport aux autres composants de l'habitat. Par conséquent, nous pouvons dire que l'intégration du panneau de MCP amortie les températures dans l'enceinte de l'habitat plus que la laine de bois.

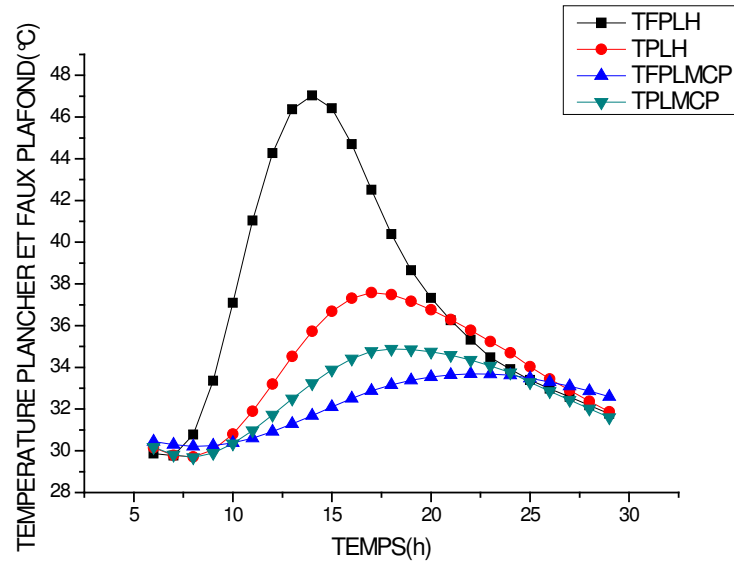


Figure 4.49 Température Plancher et faux plafond de l'habitat avec et sans MCP pour le mois d'avril

4.6. Conclusion partielle

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats et discussions de nos travaux de recherche. Pour cela, nous avons procédé à la validation de notre modèle numérique à travers une étude expérimentale réalisée par d'autres chercheurs. Ensuite, nous analysons les résultats sur la partie stockage de chaleur dans un matériau à changement de phase, de la modélisation, de la simulation à l'aide des données météorologiques réelles de la région de Ouagadougou et l'influence de certains paramètres sur la distribution de la température à l'intérieur de l'habitat. Nos résultats obtenus nous ont montré qu'un habitat intégrant du matériau à changement de phase améliore les performances thermiques de l'habitat par rapport à un habitat sans MCP. Les températures de l'air observées dans l'enceinte de ces deux habitats sont respectivement de 33,5°C et de 34,8°C, l'efficacité de stockage et de déstockage sont respectivement de 44,5% et de 21,05% pour le troisième jour de fonctionnement de l'unité de stockage.

Chapitre 5 : Analyse économique

5.1. Introduction

Pour une meilleure vulgarisation des habitats bioclimatique, intégrant un système de stockage de chaleur dans les MCPs pour une climatisation passive, il est important de compléter les études énergétiques par une étude, même préliminaire, de faisabilité technico-économique. Ce chapitre est donc consacré à une analyse économique d'un habitat classique avec une climatisation active, d'un habitat moderne intégrant un système de stockage de chaleur dans les MCPs (Paraffine) qui ont été modélisé dans les chapitres précédents.

Dans ce chapitre, nous abordons dans un premier temps quelques rappels sur les modèles technico-économiques appliqués dans les systèmes énergétiques, ensuite nous analysons l'influence du coût de réalisation de ces habitats, de la main d'œuvre, sur le temps de retour sur investissement et le bénéfice.

5.2. Modèles technico-économiques

Les modèles de faisabilité technico-économique appliquée aux habitats permettent de déterminer principalement le temps de retour sur investissement et le bénéfice [97, 98, 99]. Le choix du modèle est lié au modèle d'habitat et au système de stockage de chaleur (sensible ou latent).

Le modèle le plus utilisé est basé sur le calcul du facteur d'actualisation à partir des données économiques des composants du système [97]. L'analyse du coût annuel est adapté à l'habitat classique et moderne [100, 98, 101, 102, 103, 104]. En général, l'analyse du cycle de vie et le temps de retour sur investissement sont privilégiés aux facteurs d'actualisation et à l'analyse du coût. L'analyse du cycle de vie est basée sur la méthode d'actualisation des coûts d'investissement avec l'application d'un taux d'actualisation des différents coûts. Le retour sur investissement d'un habitat peut être déterminé en utilisant la méthode d'actualisation qui tient compte de l'influence du taux de récupération, du capital, du taux d'intérêt et d'inflation [101, 105, 102, 103]. Le retour sur investissement, adapté aux modèles d'habitats a été développé en tenant compte des prix des matériaux de construction et de la consommation d'énergie.

Il a fait l'objet de plusieurs études économiques [106, 111, 108, 109].

5.3. Rappels de quelques notions d'économie

5.3.1. Facteur d'actualisation

Le facteur d'actualisation PwF peut être défini par la relation [110] :

$$P_{wF(N,i_f,d)} = \sum_{j=1}^N \left[\frac{(1+i_f)^{N-1}}{(1+d)^N} \right] \quad (5-1)$$

-Pour $d \neq i_f$

$$P_{wF(N,i_f,d)} = \frac{1}{d-i_f} \left[1 - \left(\frac{1+i_f}{1+d} \right)^N \right] \quad (5-2)$$

-Pour $d = i_f$

$$P_{wF(N,i_f,d)} = \frac{N}{1+i_f} \quad (5-3)$$

Avec :

i_f : taux d'inflation (%)

d : taux d'actualisation (%)

N : durée de l'emprunt ou nombre d'année de vie du système (année)

5.3.2. Evaluation du coût annualisé

- **Coût total annualisé**

Le coût total annualisé (C_T) d'un habitat classique muni d'un climatiseur, d'un habitat moderne intégrant un système de stockage de chaleur, est généralement égal à la somme du coût des matériaux (C_{mat}) et de celui de la main d'œuvre pour la construction (C_{const}). Il s'exprime par la relation :

$$C_T = C_{mat} + C_{const} \quad (5-4)$$

- **Coût annualisé de fonctionnement**

Le coût annualisé de fonctionnement (C_{annuel}) est, d'après la méthode utilisé par Audsley et Wheeler [100], égal à la somme des coûts totaux, de maintenance et de fonctionnement :

$$C_{annuel} = \left[C_T + \sum_{j=1}^N (C_{maint,j} + C_{op,j}) \omega^j \right] \left[\frac{\omega - 1}{\omega(\omega^N - 1)} \right] \quad (5-5)$$

$C_{maint,j}$: Coût de maintenance pour l'année j .

Il est supposé égal à 1% du coût total pour chaque année de fonctionnement ;

$C_{op,j}$: Coût de fonctionnement pour l'année j .

$$\omega = \frac{(100+d)}{(100+i_f)} \quad [99] \quad (5-6)$$

Avec

i_{in} : taux d'actualisation (%) égal à d , il s'exprime par la relation [111, 112, 113, 114] :

$$d = \delta + \gamma \times \mu \quad (5-7)$$

δ : taux de préférence pure pour le présent (%)

γ : élasticité de l'unité marginale de la consommation (%)

μ : croissance économique de référence (%)

i_f : taux d'inflation (%)

Le coût de fonctionnement pour la première année se compose de :

$$C_{op,o} = C_{PF}^0 + C_{MO}^0 \quad (5-8)$$

C_{PF}^0 , C_{MO}^0 désignent respectivement les coûts de climatisation et de la maintenance pour l'année (0).

- Coût de la climatisation

$$C_{PF}^0 = \eta_{\text{heure}} \times C_{\text{kwh}}^0 \quad (5-9)$$

- Coût de maintenance

$$C_{MO}^0 = \eta_{\text{heure,maint}} \times C_{UMO} \quad (5-10)$$

Avec :

η_{heure} : nombre d'heures de fonctionnement du climatiseur

C_{kwh}^0 : coût du kilowattheure (USD)

$\eta_{\text{heure,maint}}$: nombre d'heure de maintenance (h)

C_{UMO} : coût de maintenance par heure (USD)

• Le coût annualisé de climatisation par habitat Z (USD/heure), peut être calculé par l'expression de [106] adaptée à notre modèle :

$$Z = \frac{C_{\text{annuel}}}{\eta_{\text{heure,clim}}} \quad (5-11)$$

$\eta_{\text{heure,clim}}$: nombre d'heure de climatisation par an (h)

5.3.3. Retour sur investissement

Le retour sur investissement est déterminé à partir du coût total (C_T), du coût de climatisation et du prix d'acquisition du matériau à changement de phase. Il vérifie l'expression suivante adaptée à notre modèle [106] :

$$RSI = \frac{C_T}{\eta_{\text{heure,clim}} \times C_{\text{kwh}}^0} \quad (5-12)$$

Pour le cas de l'habitat intégrant du MCP, on a :

$$RSI = \frac{C_T}{\eta_{\text{heure,fonct}} \times m_{\text{mcp}} \times P_{\text{kgmcp}}} \quad (5-13)$$

P_{kgmcp} : prix du kilogramme de MCP (USD)

$\eta_{\text{heure,fonct}}$: nombre d'heure de fonctionnement du MCP (h)

m_{mcp} : masse du MCP (kg)

5.3.4. Bénéfice

Le bénéfice (B) peut être déterminé à partir de l'expression suivante [112] :

$$B = CF - (R - R') \quad (5-14)$$

Avec :

$$R = \frac{P_{\text{NVP}} \times (1 + i_{\text{in}})^n}{(1 + i_{\text{in}})^n - 1} \quad (5-15)$$

Avec :

n : durée de vie du climatiseur et du MCP (année)

i_{in} : taux d'intérêt (%)

R : coût annualisé (USD)

P_{NVP} : valeur actuelle nette, calculée par [105] :

$$P_{\text{NVP}} = CF - F_{\text{RP},i_{\text{in}},n_p} \quad (5-16)$$

n_p : temps de retour sur investissement

$F_{\text{RP},i_{\text{in}},n_p}$: taux de récupération du capital, calculé par [105] :

$$F_{\text{RP},i_{\text{in}},n_p} = \frac{i_{\text{in}} (1 + i_{\text{in}})^{n_p}}{(1 + i_{\text{in}})^{n_p} - 1} \quad (5-17)$$

(R-R') : coût global du système (USD)

CF : gain total annuel (USD)

R' : montant de l'aide par les pouvoirs publics ou organismes internationaux à la construction du local.

5.4. Analyse économique des deux habitats

Posons les hypothèses simplificatrices suivantes :

- 1- Le coût initial de réalisation est financé par un emprunt;
- 2- La fiscalité est négligeable lorsque le revenu net ne dépasse pas 30 000 USD/an;
- 3- Les coûts et les gains sont réglés à la fin de l'année;
- 4- Le système n'est pas assuré.

5.5. Actualisation du coût initial

L'évaluation du coût initial de notre étude est obtenue à partir de celui de l'habitat classique muni d'un climatiseur, de l'habitat moderne avec son système de stockage de chaleur et de la masse du MCP utilisé (paraffine).

5.5.1. Données économiques

- Tableau 5.1 Habitat classique

Composants	Prix (USD)
Toiture et plafond	205,67
Murs et plancher de l'habitat	841,35
Climatiseur FTXS25K/2,8 kW	327,96

- Tableau 5.2 Habitat moderne

Composants	Prix (USD)
Toiture en tuiles transparentes	3118,77
Murs et plancher de l'habitat	841,35
Plafond (Paraffine)	767,862
Acier pour le conteneur de stockage	308

- Tableau 5.3 Fonctionnement

Composants	Prix (USD)
Coût de main d'œuvre (1 personne) USD/mois	15
Durée de fonctionnement de la climatisation (heure)	24
Durée de fonctionnement du système de stockage	24

- Tableau 5.4 Divers

Composants	Données
Durée de vie du MCP (ans)	120
Durée de vie du climatiseur (ans)	5
Frais de maintenance	1%xC _T (1 ^{ère} année)
Taux d'intérêt	7%
Taux d'inflation	8,6%

5.6. Méthodologie

Pour le calcul de l'analyse économique, nous avons procédé à l'évaluation du coût total de réalisation de l'habitat classique avec la consommation d'énergie pour le fonctionnement du climatiseur de puissance 2,8 kW et l'évaluation du coût de réalisation de l'habitat moderne intégrant l'unité de stockage de chaleur.

Coût de l'habitat classique

Le coût de l'habitat classique est la somme des prix d'achats des matériaux de construction plus la main d'œuvre pour sa réalisation.

D'après les données énumérées dans les tableaux ci-haut, nous avons obtenus après les calculs un coût total estimé à 1374,98 USD ($C_{\text{Thcl}}=1374,98$ USD).

Coût de consommation d'énergie du climatiseur

Pour cette évaluation, nous avons utilisé la formule empirique qui est le produit de la puissance par le temps mis pour le fonctionnement du climatiseur. Elle s'exprime par la relation :

$$E=Pxt$$

Avec :

P : puissance du climatiseur (W) ;

t : la durée de fonctionnement du climatiseur (s)

Pour ce cas précis, nous avons considérés une durée de fonctionnement égale à une année. L'énergie consommée est égale alors à 24 528 kWh. Le coût du kilowattheure est pris égal à 73,99 FCFA [123].

Ainsi, le coût de la consommation de l'énergie est de :

$C_{\text{cons}}=2\ 232\ 048\ \text{FCFA}= 4\ 180,51\ \text{USD/an}$

Le coût total pour l'habitat classique est égal alors à 5 555,49 USD ($C_T=5\ 555,49\ \text{USD}$).

Coût total de l'habitat moderne

Le coût total de réalisation de l'habitat moderne est la somme des prix des matériaux de construction plus le coût de l'unité de stockage et du matériau à changement de phase.

D'après les tableaux ci-haut, nous trouvons un coût total pour l'habitat moderne avec le système de stockage égal à 5 035, 982 USD ($C_{T\text{mod}}=5\ 035, 982\ \text{USD}$).

Retour sur investissement

Le retour sur investissement est la durée au bout du quel le coût investit pour la réalisation d'un projet est amortit.

Pour ce cas précis, nous comparons le coût total au niveau de l'habitat classique plus le coût de consommation de l'énergie au cours d'une année par rapport au coût total de l'habitat moderne avec son système de stockage. Par comparaison entre les différents coûts, nous pouvons dire que le coût total de l'habitat classique est supérieur au coût de l'habitat moderne au bout d'une année, ainsi nous concluons que le retour sur investissement pour notre cas est égal à 1 an ($\text{RSI}=1\ \text{an}$).

5.7. Conclusion partielle

Dans ce chapitre, nous avons présenté une analyse technico-économique autour des deux modèles d'habitats que nous avons choisis à savoir : l'habitat classique muni d'un climatiseur et de l'habitat moderne intégrant un système de stockage de chaleur. D'après notre analyse, nous pouvons dire qu'au bout d'une année l'investissement effectué au niveau de l'habitat moderne peut être amorti. L'habitat moderne présente un avantage par rapport à l'habitat classique dont la consommation en énergie n'est pas limitée dans le temps et il faut changer le climatiseur à chaque 3 ans selon les fabricants, assurer sa maintenance, tandis que l'habitat moderne ne consomme pas d'énergie électrique et sa durée de vie est estimée à 120 ans.

Conclusion générale

Nous pouvons dire que l'objectif prévu au début de cette recherche a été atteint, c'est à dire la contribution à l'amélioration de performances thermiques d'un habitat bioclimatique par intégration du Matériau à changement de phase comme faux plafond. Pour cela, nous avons élaboré un modèle mathématique basé sur les analogies électriques pour décrire les transferts de chaleur dans l'habitat, la méthode enthalpique pour le stockage de chaleur dans l'unité de stockage et les méthodologies numériques retenues pour les résoudre.

Les équations qui régissent les transferts de chaleur dans l'habitat et dans le système de stockage sont résolues par une méthode implicite aux différences finies et l'algorithme de Gauss pour l'habitat et de Thomas pour l'unité de stockage.

Nous avons ensuite écrit deux programmes informatiques sous le langage Fortran pour déterminer les profils de températures spatio-temporelles des composants de l'habitat et de l'unité de stockage. L'un concernant un habitat sans MCP et le second pour un habitat intégrant du MCP. Nos conclusions s'appuient sur des moyennes annuelles obtenues à partir des moyennes mensuelles déduites de la théorie du modèle de Lui et Jordan (Annexe. A) et du concept de journée type caractéristique du mois (Climat du Burkina Fasso).

Une comparaison entre nos résultats numériques avec ceux déduites d'une étude expérimentale par d'autres chercheurs montre un bon accord quantitatif et qualitatif.

Les résultats montrent que l'habitat intégrant du matériau à changement de phase contribue à la réduction de la température intérieure par rapport à l'habitat sans MCP. Nous avons montré l'influence de différents paramètres sur l'évolution des températures à l'intérieur de l'enceinte, comme la nature du MCP, l'épaisseur de la paroi, les températures maximale et minimale, et le flux solaire. Il en ressort que contrairement aux matériaux de construction moderne (Parpaing de ciment) utilisé de plus en plus dans la construction en zone tropicale, les habitats en terre crue ou en BTS offrent une meilleure ambiance thermique. L'efficacité de stockage et de déstockage de chaleur ont été déterminée.

L'analyse économique des deux habitats nous a montré que le temps de retour sur investissement est égal à 1 an.

Une étude dans ce sens pourrait être poursuivie en perspective dans le cadre d'une recherche postdoctorale. Elle comporterait :

- Envisager une étude énergétique des données météorologiques de la République de Guinée qui ne sont pas disponibles;
- Elaborer un outil de dimensionnement de l'habitat bioclimatique et de l'unité de stockage de chaleur dans les MCPs.
- Coupler le puits canadien à l'habitat intégrant du MCP pour avoir plus de confort dans l'enceinte;
- Réaliser le modèle expérimentale de ce type d'habitat en République de Guinée.

Bibliographie

- [1] Cheung C.K., Fuller R.J., Luther M.B., Energy-efficient envelope design for high-rise apartments., *Energy and Buildings*, 37 (2005) 37-48.
- [2] Perez-Lombard L., Ortiz J., Pout C., A review on buildings energy consumption information., *Energy and Buildings* 40 (2008) 394-398.
- [3] Yang L., Yan H., Lam J.C., Thermal comfort and building energy consumption implications – A review., *Applied Energy*, 115 (2014) 164-173.
- [4] Bastide A., Lauret P., Garde F., Boyer H., Building energy efficiency and thermal comfort in tropical climates: presentation of a numerical approach for predicting the percentage of well-ventilated living spaces in buildings using natural ventilation., *Energy and Buildings*, 38 (2006) 1093-1103.
- [5] Ramakrishnan S., Wang X., Sanjayan J., Wilson J., Thermal energy storage enhancement of lightweight cement mortars with the application of phase change materials”, *Science Direct, Procedia Engineering*, (2017) 1170-1177.
- [6] Soares N., Costa J.J., Gaspar A.R., Santos P., Review of passive PCM latent heat thermal energy storage systems towards buildings' energy efficiency, *Energy and Buildings*, 59(2013) 82-103.
- [7] Baetens R., Jelle B.P., Gustavsen A., Phase change materials for building applications: A state-of-the-art Review, *Energy and Buildings*, 42(2010) 1361-1368.
- [8] Boukli Hacene M.E.A., Aspects Energétiques, Economiques et Environnementaux d'une Habitation Ecologique., Thèse de Doctorat en Physique, Université Abou Bekr Belkaid-Tlemcen, (2013).
- [9] Tzikopoulos A.F., Karatza M.C., Paravantis J.A., Modeling energy efficiency of bioclimatic buildings, *Energy and Building*, 37(2005) 529-544.
- [10] Manzano-Agugliaro F., Montoya F.G., Sabio-Ortega A., Review of bioclimatic architecture strategies for achieving thermal comfort, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49(2015) 736-755.
- [11] Neeper D.A., Thermal dynamics of wallboard with latent heat storage, *Solar Energy*, 68(2000) 393-403.
- [12] Younsi Z., Zalewski L., Joulin A., Rousse D.R., Etude expérimentale d'un mur trombe-composite à échelle réduite intégrant des matériaux à changement de phase, IX^{ème} Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, Lille, (2009).
- [13] Kuznik F., Virgone J., Noel J., Optimization of phase change material wallboard for building use, *Applied Thermal Engineering*, 28(2008) 1291-1298.
- [14] Oro E., De Gracia A., Farid M.M., Cabeza L.F., Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications, *Applied Energy*, 99(2012) 513-533.
- [15] Hussein J.A., Wahid M.A., Hussen H.M., Mohammad A.Th., Review of development survey of phase change material models in building applications, Hindawi Publishing Corporation the Scientific World Journal, (2014) 11.
- [16] Ministère de l'Energie et de l'Hydraulique de la République de Guinée, Subvention accordée à la Société d'Electricité de Guinée, (2018).
- [17] Zuhairy A.A., et Sayigh A.A.M., The development of the bioclimatic concept in building design, *Renewable Presse, New Jersey*, (1987) 190.
- [18] Olgay V., Design with climate: Bioclimatic approach to architectural regionalism, Princeton University Press, New Jersey, (1987).

- [19] Agrawal P.C., A review of passive system for natural heating and cooling of buildings, *Solar and wind technology*, 6(1989) 557-567.
- [20] Awbi H.B., Design consideration for naturally ventilated buildings, *Renewable Energy*, 5(1994) 1081-1090.
- [21] Khedari J., Hirunlabh J., Bunnag T., Experimental Study of a Roof Solar Collector towards the Natural Ventilation of New Habitation, *World Renewable Energy Congress V*, 15-21 June, Denver, USA, (1996) 469-474.
- [22] Givoni B., Building design principles for hot humid regions, *Renewable Energy*, 5(1994) 908-916.
- [23] Givoni B., Solar Heating and Night Radiation Cooling by a Roof Radiation Trap, *Energy and Buildings*, 1(1977) 141-145.
- [24] Bansal N.K., Mathur R., Bhandari M.S., Solar Chimney for Enhanced Stack Ventilation, *Buildings and Environment*, 28(1992) 373-377.
- [25] Bansal N.K., Mathur R., Bhandari M.S., A Study of Solar Chimney Assisted Wind Tower System for Natural Ventilation in Buildings, *Buildings and Environment*, 1(1994) 495-500.
- [26] Baker N.V., *Passive and Low Energy Building Design for Tropical Island Climates*, London, Commonwealth Secretariat Publication, (1987).
- [27] Khedari J., Mansirisub W., Chaima S., Pratinthong N., Hirunlabh J., Field Measurements of Performanc of Roof Solar Collector, *Energy and Buildings*, 31(2002) 68-89.
- [28] Awanou C.N., Kieno P.F., Berger X., Climatization en pays chauds et secs par toiture diode, *Revue de Physique Appliquée*, 22(1987) 413-423.
- [29] Garde F., Adelard L., Boyer H., Rat C., Implementation and experimental survey of passive design specifications used in new low-cost housing under tropical climates, *Energy and Buildings*, 36(2004) 353-366.
- [30] Hirunlabh J., Watchirapuwadon S., Pratinthong N., Khedari J., New configurations of solar collector maximizing natural ventilation, *Buildings and Environment*, 36(2001) 383-391.
- [31] Wachirapuwadon, S., Hirunlabh, J., Pratinthong, N., Khedari, J., A New Design of Roof Solar Collector, *International Thermal Energy and Environment Congress*, Marrakech, Morocco, (1997) 861-866.
- [32] Chaima S., Investigation of Performance of Roof Solar Collector, Master of Engineering Thesis, Thermal Technology Program, King Mongkut's University of Technology Thonburi, (1997) 48-51.
- [33] Rincón J., Almaso N., Gonzalez E., Experimental and numerical evaluation of a solar passive cooling system under hot and humid climatic conditions, *Solar Energy*, 71(2001) 71-80.
- [34] Khedari J., Chaima S., Hirunlabh J., Investigation of Performance of Roof Solar Collector, Second Asian technology program, King Mongkut's University of technology Thonburi, (2001).
- [35] <http://www.diakadi.com/afrique de l'ouest/pays/guinée/infos/climat>
- [36] Kawalec A., *Climatologie de la Guinée*, Edition révisée, Conakry, (1977) .
- [37] Berger. X., *Ambiances radiatives et confort thermique, comportement thermique des bâtiments*, (1984).
- [38] Boukli Hacene M.A., Amara S., Chabane Sari N.E., Thermal requirements and temperatures evolution in an ecological house, *Energy Procedia*, (2011) 110-121

- [39] Brun A., Amélioration du confort d'été dans les bâtiments à ossature par ventilation de l'enveloppe et stockage thermique, Grenoble, (2011).
- [40] Ahmad M., Nouveaux composants actifs pour la gestion Energétique de l'enveloppe légère des bâtiments. Couplage matériaux a changement de phase, super isolation, apports solaires, Thèse de Doctorat à l'Université Joseph Fourier en Mécanique et Energétique, 23 Novembre, (2004).
- [41] Candas V., Confort Thermique, Technique de l'ingénieur, traité Génie Energétique, n°. BE 9085, (2008).
- [42] Richard J.D., Brager G.S., Thermal comfort in naturally ventilated buildings : revision to ASHRAE Standard 55, *Energy and Buildings*, 34(2002) 549-561.
- [43] Grondsik W.T., Variation in earth covered roof temperature profiles, International passive and hybrid cooling conference. Miami Beach, (1981) 146-150.
- [44] Treat C.H., et Allen C., An assensment of rock beds for comfort cooling in several U.S cities. *Proceeding of the National passive solar conference*, (1979).
- [45] Weawsak J., Designing of an Original Thai Bio-Climatic Roof, Thesis, Doctor of philosophy, Energy Technology Program, King Mongkut's University of Technology Thonburi, (2001).
- [46] Bowen A., Historical responses to cooling in shelter and settlement, (1980).
- [47] Royon1 L., Bontemps A., Sallee H., Guiffant G., Transfert de chaleur dans une brique contenant un matériau à changement de phase, Université Paris 7, Laboratoire MSC, 10 rue Alice Domon et Léonie Duquet CC 7056, Paris cedex 13, France.
- [48] Ekomy Ango S.B., Contribution au stockage d'énergie thermique en bâtiment : développement d'un système actif à matériaux à changement de phase, Thèse de Doctorat l'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers de Paris Tech, (2011).
- [49] Edsjo S., Bjorn K., Jelle P., Phase change materials and products for building applications: A state of the art review and future research opportunities, *Energy and Buildings*, 94(2015) 150-176.
- [50] Shamseldin A.M., Al-Sulaimana F.A., Ibrahima N.I., Zahira H.Md., Al-Ahmeda A., Saidura R., Yılbaşa B.S., Sahina A.Z., A review on current status and challenges of inorganic phase change materials for thermal energy storage systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70(2017) 1072-1089.
- [51] Zhaoa L., Xing Y., Liu X., Rui Z., Heat transfer enhancement in triplex-tube latent thermal energy storage system with selected arrangements of fins, *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, (2018).
- [52] Bland A., Khzouz M., Statheros T., Gkanas E.I., PCMs for Residential Building Applications: A Short Review Focused on Disadvantages and Proposals for Future Development, *Buildings review*, (2017).
- [53] Zalba B., Marin J.M., Cabeza L.F., Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, *Applied Thermal Engineering*, 23(2003) 251-283.
- [54] Khudhair A.M., et Farid M.M., A review on energy conservation in building applications with thermal storage by latent heat using phase change materials, *Energy Conservation and Management*, 45(2004) 263-275.
- [55] Socaciu L., Plesa A., Unguresan P., Giurgiu O., Review on phase change materials for building applications, *Leonardo Electronic Journal of Practices and Technologies*, (2014) 179-194.

- [56] Fang X., Zhang Z., Chen Z., Study on preparation of montmorillonite-based composite phase change materials and their applications in thermal storage building materials, *Energy Conversion and management*, (2008) 718-723.
- [57] Chi-ming L., et Shuichi H., Thermal performance of an aluminum honeycomb wallboard incorporating microencapsulated PCM, *Energy and Buildings*, 73(2014) 37-47.
- [58] Wang X., Yu H., Li L., Zhao M., Experimental assessment on the use of phase change materials (PCMs)-bricks in the exterior wall of a full-scale room, *Energy Conversion and Management*, (2016) 81-89.
- [59] Kuznik F., Virgone J., Roux J.J., Energetic efficiency of room wall containing PCM wallboard: a full-scale experimental investigation, *Energy and Buildings*, 40 (2008) 148–156.
- [60] De Gracia A., et Cabeza L.F., Phase change materials and thermal energy storage for buildings, *Energy and Buildings*, (2015) 414-419.
- [61] Hichem N., Noureddine S., Nadia S., Djamila D., Experimental and numerical study of usual brick filled with PCM to improve the thermal inertia of buildings, *Energy Procedia*, (2013) 766-775.
- [62] Kong X., Lu S., Huang J., Cai Z., Wei S., Experimental research on the use of phase change materials in perforated brick rooms for cooling storage, *Energy and Buildings* 62 (2013) 597– 604.
- [63] Alawadhi E.M., Thermal analysis of a building brick containing phase change material, *Energy and Buildings*, 40(2008) 351–357.
- [64] Alawadhi E.M., Using phase change materials in window shutter to reduce the solar heat gain, *Energy and Buildings* 47 (2012) 421–429.
- [65] Silva T., Vicente R., Soares N., Ferreira V., Experimental testing and numerical modeling of masonry wall solution with PCM incorporation: a passive construction solution, *Energy and Buildings*, 49(2012) 235–245.
- [66] Silva T., Vicente R., Rodrigues F., Samagaio A., Cardoso C., Performance of a window shutter with phase change material under summer Mediterranean climate conditions, *Applied Thermal Engineering* 84 (2015) 246–256.
- [67] Lai C.M., et Chiang C.M., How phase change materials affect thermal performance: hollow bricks, *Building Research and Information*, 34(2006) 118–130.
- [68] Zivkovic B., et Fujii I., An analysis of isothermal phase change of phase change material within rectangular and cylindrical containers, *Solar Energy*, 70(2001) 51-61.
- [69] Thirugnanam C., et Marimuthu P., Experimental Analysis of Latent Heat Thermal Energy Storage Using Paraffin Wax as Phase Change Material, *International Journal of Engineering and Innovative Technology*, 3(2013) 2277-3754.

- [70] Rostamizadeh M., Khanlarkhani M., Mojtaba Sadrameli S., Simulation of energy storage system with phase change material (PCM), *Energy and Buildings*, (2012) 419-422.
- [71] Benbelhout M., Benbrika M., Tegggar M., Etude thermique du stockage d'énergie par chaleur latente dans un accumulateur de froid, 3^{ème} conférence internationale des énergies renouvelables, *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology*, (2015) 127-132.
- [72] Alexiades V., et Solomon A.D., *Mathematical modeling of melting and freezing processes*, Hemisphere Publishing Corporation, (1993).
- [73] Zhou Q., Liu P.F., Tzeng C.T., Lai C.M., Thermal Performance of Microencapsulated phase Change Material (mPCM) in Roof Modules during Daily Operation, *Energies*, MDPI, (2018).
- [74] Liu P.F., Lin Y.P., Tzeng C.T., Lai C.M., Heat Transfer and Energy Performance of a PVA Wall Tile Containing Macro-Encapsulated PCM, *Energies*, MDPI, (2016).
- [75] Liu S., et Li Y., An experimental study on the thermal performance of a solar chimney without and with PCM, *Renewable Energy*, 81(2015) 338-346.
- [76] Cordeiro Cavalcanti F., Caractérisation thermique de produits de l'état liquide à l'état solide, Thèse de Doctorat, Université de Lyon, (2006).
- [77] Guichard S., Contribution à l'étude des parois complexes intégrant des matériaux à changements de phase : modélisation, expérimentation, et évaluation de la performance énergétique globale, Thèse de Doctorat de l'Université de la Réunion, (2013).
- [78] Voller V.R., et Prakash C., A fixed grid numerical modeling methodology for convection-diffusion mushy region phase-change problems, *International journal of heat and mass transfer*, 30(1987) 1709–1719.
- [79] Ouedraogo I., Modélisation et Optimisation d'une toiture bioclimatique pour la climatisation passive d'un habitat type du Burkina Fasso, Thèse de Doctorat, Université de Perpignan Via Domitia, (2009).
- [80] Lui B.Y.H., et Richard C.J., The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total radiation, *Solar Energy*, 4(1961) 1-19.
- [81] Klein S.A., Calculation of montly average insolation on a tilted surface, *Solar Energy*, (1977) 325-329.
- [82] Collares Pereira M., et Rabl A., The average distribution of solar radiation between daily and hourly values, *Solar Energy*, (1979) 155-164.
- [83] Duffie J.A., et Beckman W.A., *Solar Engineering of Thermal Processes*, Second Edition, New York: John Wiley, SonsInc, (1991).
- [84] Adams M., *Transmission de la chaleur*, édition Dunod, Paris, (1964).
- [85] Bekkouche S.M.E.A., Modélisation du Comportement Thermique de Quelques Dispositifs Solaires, Thèse de Doctorat en Physique, Université Abou-Bakr Belkaid de Tlemcen, (2009).
- [86] Kreith F., *Radiation Heat Transfer for Spacecraft and Solar Power Plant Design*, International Textbook Company, Scranton, (1962).

- [87] Incropera F.P., et Dewit D.P., *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, John Wiley and Sons, New York, (1996).
- [88] Sacadura J.F., *Transferts Thermiques, Initiation et approfondissement*, Editions Lavoisier, (2015).
- [89] Churchill S.W., et Chu H.H.S., Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 18(1975) 1323-1329.
- [90] Duffie J.A., et Beckman W.A., *Solar Engineering of Thermal Processes*, Third Edition, New York: John Wiley, SonsInc, (2006).
- [91] Lombaard I.F., et Kröger D.G., Heat transfer between a horizontal flat surface and the natural environment, *R & D Journal*, 17(2001).
- [92] Howell J.R., *A catalog of Radiation Configuration Factors*, McGraw-Hill, New York, (1982).
- [93] Siegal R., et Howell J.R., *Thermal Radiation Heat Transfer*, Third Edition, Hemisphere, Washinton Philadelphia London, (1992).
- [94] Kemajou A., et Mba L., Real impact of the thermal inertia on the internal ambient temperature of the building in the hot humid climate: simulation and experimental study in the city of Douala in Cameroon, *International Journal of Research and Reviews in Aplied Sciences*, 11(2012) 358-367.
- [95] Kabore M., Wurtz E., Coulibaly Y., Messan A., Moreaux P., Assesment on passive cooling techniques to improve steel roof perormance in hot tropical climate, *International Journal of Energy and Power Engineering*, 3(2014) 287-295.
- [96] Ouédraogo I., Ouédraogo A., Palm K., Zzghmati B., Modeling of a bioclimatic roof using natural ventilation, *International Scientific Journal for Alternative Energy and ecology*, 62 (2008).
- [97] Newnan D.G., Eschenbach T.G., Lavelle J.P., *Engineering economic analysis*, Ninth Edition, Oxford, New York, (2004).
- [98] Sodha M.S., Kamna P., Singh N.P., Bansal N.K., Technico-economic analysis of typical dryers, *Energy Convers. Mgmt*, (1991) 509-513.
- [99] Audsley E., et Wheeler J., The annual cost of machinery calculated using actual cash flows, *Journal Agriculture Engineering Ressource*, (1978) 189-201.
- [100] Govind T.G.N., *Economic Analysis of Some Solar Energy Systems*, *Energy Conversion Management*, (1984) 131-135.
- [101] Singh Parm P., Singh S., Dhaliwal S.S., Multi-Shelf domestic solar dryer, *Energy Conservation and Management*, 47(2006) 1799-1815.
- [102] Banout J., Ehl P., Haclik J., Lojka B., Polesny Z., Verner V., Design and performance evaluation of a double-pass solar drier for drying of red chilli (*Capsicum annual*), *Solar Energy*, 85(2011) 506-515.
- [103] Elkhadraoui A., Kooli S., Farhat A., Study on effectiveness of mixed mode solar greenhouse dryer for drying of red pepper, *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology*, (2015) 143-146.
- [104] Fudholi A., Mat S., Basri D.F., Ruslan M.H Sopian K., Performances Analysis of Greenhouse Solar Dryer With Heat Exchanger, *Contemporary Engineering Sciences*, 9(2016) 135-144.

- [105] Barnwal P., et Tiwari G.N, Life Cycle Cost Analysis of a Hybrid Photovoltaic/Thermal Greenhouse Dryer, *Open Environmental Sciences*, (2008) 39-46.
- [106] Smitabhindu R., Janjai S., Chankong V., Optimization of a solar assisted drying system for drying bananas, *Renewable Energy*, 33(2008) 1523-1531.
- [107] Janjai S., Intawee P., Kaewkiew J., Sritus C., Khamvongsa V., A large-scale solar greenhouse dryer using polycarbonate cover : Modeling and testing in a tropical environment of Lao People's Democratic Republic, *Renewable Energy*, 36(2011) 1053-1062.
- [108] Boonyasri M., Lertsatitthanakom C., Wiset L., Poomsa-ad N., Performance analysis and economic evaluation of a greenhouse dryer for pork drying, *KKU Engineering Journal*, 38(2011) 433-442.
- [109] Nabnean S., Janjai S., Thepa S., Sudaprasert K., Songprakorp R., Bala B.K., Experimental performance of a new design of solar dryer for drying osmotically dehydrated cherry tomatoes, *Renewable Energy*, 94(2016) 147-156.
- [110] Duffie J.A., et Beckman W.A., *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th edition, John Wiley & Sons, Canada, (2013).
- [111] Ni J., Discount rate in project analysis, *Département Développement Durable et Numérique*, (2017).
- [112] Dhanushkodi S., Wilson V.H., Sudhakar K., Life Cycle Cost of Solar Biomass Hybrid Dryer Systems for Cashew Drying of Nuts in India, *Environmental and Climate Technology*, 15(2016).
- [113] France Stratégie., *Le taux d'actualisation dans l'évaluation des projets d'investissement public*, Sixième Colloque, (2017).
- [114] Kosny J., Shukla N., Fallahi A., Cost Analysis of Simple Phase Change Material-Enhanced Building Envelopes in Southern U.S. Climates, U.S. Department of Energy, (2013).
- [115] Mansatiansin K., *Modélisation et Optimisation des Transferts et de l'Eclairage dans un Habitat Bioclimatique*, Thèse de Doctorat à l'Université de Perpignan, (2005).
- [116] Erbs D.G., Klein S.A., Duffie J.A., Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation, *Solar Energy*, 28(1982) 293-302.
- [117] Bernard R., Menguy G., Schwartz M., *le rayonnement solaire, conversion thermique et application*, Technique et Documentation, Paris, (1980).
- [118] Moumami A., Hamani N., Moumami N.N., Mokhtari Z., Estimation du rayonnement solaire par deux approches semi empiriques dans le site de Biskra, 8^{ème} Séminaire International sur la Physique Energétique, Centre Universitaire de Béchar-Algérie, (2006).
- [119] Peuportier B., *Energétique des bâtiments et simulation thermique*, Collection EYROLLES, (2016).
- [120] Hamani N., Moumami A., Ouamane S., Modélisation du flux solaire dans un capteur de type cylindro-parabolique dans le site de Biskra, the first international conference on electrical system, Algeria, (2005) 345-350.
- [121] Hamani N., *Modélisation du flux solaire incident et de la température de sortie dans un capteur solaire avec effet de concentration du rayonnement solaire incident*, thèse de Magister, Université Mohamed Khider Biskra, (2005).

[122] Michel DAGUENET, Les séchoirs solaires : théorie et pratique, Unesco, (1985).

[123] <http://www.michams4b.be> (accessible le 29/03/2018).

ANNEXES

Annexe A

Modèle de Lui et Jordan

La méthode du calcul du rayonnement solaire, proposée par Lui et Jordan, suppose qu'il existe dans chaque mois de l'année, une journée type ou " jour moyen " mensuel [115, 80, 116, 82].

Cette méthode repose sur une analyse statistique des mesures du rayonnement solaire et a été validé pour de nombreux sites [115]. Tous les jours du mois étant supposés identiques, le modèle permet de calculer pour tous les jours du mois, les composantes horaires du rayonnement recueilli par un plan incliné, en connaissant seulement la valeur, en moyenne mensuelle, du rayonnement global journalier reçu par un plan horizontal.

A.1 Flux solaire sur un plan horizontal

Le modèle de Lui et Jordan prend en compte les variations journalières du rayonnement en introduisant les variables caractéristiques suivantes :

$$K_T = H/H_0, \text{ indice de clarté journalier}$$

$$K_d = H_d/H_0, \text{ fraction diffuse du rayonnement}$$

Où

H- densité de rayonnement global incident sur un plan horizontal ($J.m^{-2}.Jour^{-1}$)

H_d - densité de rayonnement diffus journalier ($J.m^{-2}.Jour^{-1}$)

H_0 - densité de rayonnement journalier extraterrestre sur une surface horizontale ($J.m^{-2}.Jour^{-1}$), exprimé par la relation :

$$H_0 = \frac{3600 \times 24}{\pi} I_0 C \cos \delta (\sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s) \quad (A.1)$$

Avec

I_0 - constante solaire à l'extérieur de l'atmosphère estimé à $1353 w.m^{-2}$ avec une précision d'environ 3,5% ;

C- correction de la distance terre soleil exprimée par :

$$C=[1 + 0.034 \cos(30. M_s - 1) + N_j] \quad (\text{A.2})$$

Avec

M_s - numéro du mois dans l'année, compté de 1 à 12 à partir de janvier

N_j - numéro du jour dans le mois, compté de 1 à 31

φ - latitude du lieu (°)

δ - déclinaison du soleil (°)

ω_s - angle horaire du couché du soleil exprimée en (°)

$$\omega_s = \frac{\pi}{180} [\arccos (-tg(\delta)tg(\varphi))] \quad (\text{A.3})$$

Le " jour moyen " du mois est déterminé à l'aide du tableau A.1 proposé par Klein qui a aussi établi les corrélations suivantes :

D'après Klein, les équations de lissages de la courbe de variation de (H_d/H) et (\bar{H}_d/H) de Lui et Jordan est :

$$\frac{H_d}{H} = 1.0045 + 0.04349K_T - 3.5727K_T^2 + 2.63K_T^3 \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\bar{H}_d}{H} = 1.390 - 4.027\bar{K}_T + 2.531\bar{K}_T^2 - 3.108\bar{K}_T^3 \quad (\text{A.5})$$

Où

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}_0} \quad (\text{A.6})$$

\bar{H}_0 - rayonnement extraterrestre journalier, en moyenne mensuelle

\bar{H}_d - rayonnement diffus journalier moyen mensuel

D'après Lui et Jordan, les rapports (H/\bar{H}) et (I/\bar{I}) porté sur des graphiques (figure.A.1), pour plusieurs sites, en fonction du paramètre P défini comme étant : le rapport entre le nombre de jours du mois durant lesquels le rayonnement journalier sur un plan horizontal est inférieur ou égal à H et le nombre de jours contenu dans le mois.

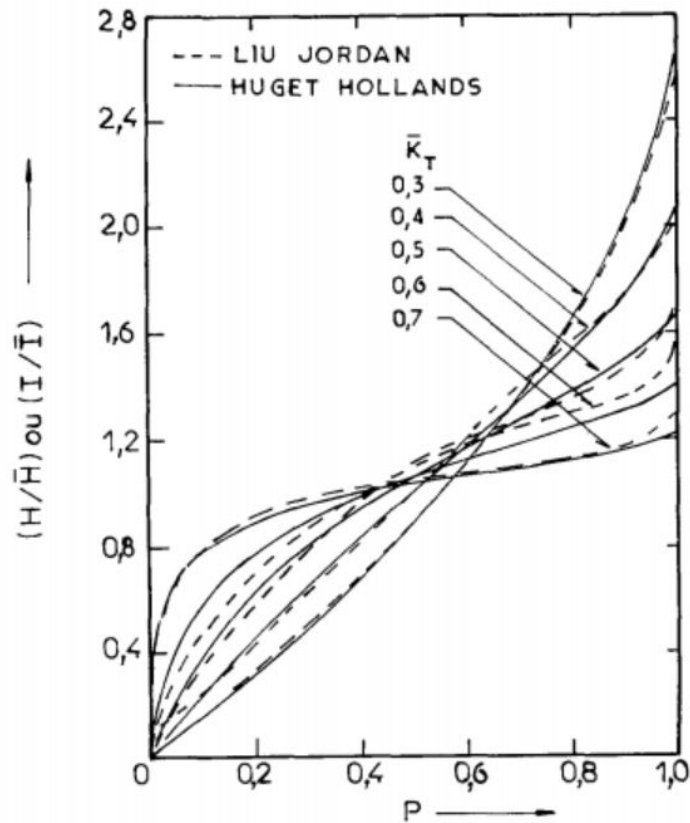


Figure A.1 Courbes généralisées représentant les rapports (H/\bar{H}) et (I/\bar{I}) en fonction de la Puissance P

Ainsi, Lui et Jordan ont pu construire à l'aide de mesure de rayonnement disponible, pour différentes valeurs de \bar{K}_T (voir figure A.1. : courbes en pointillés) des courbes, dites de fréquences cumulées, indépendantes du site et du mois considérés et permettant aussi une application universelle.

Huget et Hollands ont proposé une méthode analytique permettant de calculer H (les courbes en traits pleins) si on connaît seulement \bar{H} ou \bar{K}_T .

D'après les analyses, on remarque qu'il n'existe qu'un léger écart entre les courbes statistiques de Lui et Jordan et les courbes analytiques de Huget et Hollands.

Mois	N° du Mois	Jour Type	Numéro du jour dans l'année
Janvier	1	17	17
Février	2	16	47
Mars	3	16	75
Avril	4	15	105
MAI	5	15	135
Juin	6	11	162
Juillet	7	17	198
Août	8	16	228
Septembre	9	15	258
Octobre	10	15	288
Novembre	11	14	318
Décembre	12	10	344

Tableau A.1 : Jour Type

Mois	Jour Type	Tmoy max (°C)	Tmoy min (°C)	Irradiation moy (W/m ²)	Vmoy (m/s)
Janvier	17	32,7	15,8	6840,40	2,77
Février	16	35	18	7364,54	3,01
Mars	16	36,9	19,2	7665,26	2,97
Avril	15	35,5	20,3	7241,98	2,86
Mai	15	31,5	20,9	6706,81	2,53
Juin	11	29,4	20,2	6706,81	2,56
Juillet	17	28	19,7	5662,76	2,76
Août	16	26,3	19,2	5662,76	2,70
Septembre	15	28,1	19,4	6239,74	2,17
Octobre	15	29,1	19,7	6239,74	2,74
Novembre	14	31,1	17,7	6860,11	1,98
Décembre	10	31,3	16	6693,90	2,56

Tableau A.2 : Données climatiques en fonction des journées types de Ouagadougou pour 15 ans

A.2 Rayonnement diffus journalier en moyennes mensuelles

La relation A.4 permet le calcul de la valeur du rayonnement diffus journalier, en moyennes mensuelles (H_d), à partir du rayonnement global journalier donné en moyennes mensuelles, dont les valeurs sont disponibles dans les fichiers météorologiques nationaux.

A.3 Rayonnement horaire diffus pour le jour moyen du mois

Pour un jour quelconque du mois :

$$\frac{I_d}{H_d} = \frac{\bar{I}_d}{\bar{H}_d} = r_d \quad (A.7)$$

La valeur de H_d étant connue, le rayonnement horaire diffus (I_d) peut donc être calculé à l'aide de la relation suivante :

$$r_d = \frac{\pi}{24} \times \frac{A \cos \omega_{r_d} - B \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \frac{\pi}{180} \omega_s \cos \omega_s} \quad (\text{A.8})$$

A=0.9929

B=0.9821

Où

ω_s : déterminé à l'aide de la relation A.3

ω_{r_d} : l'angle horaire du soleil dont la valeur est donnée par la relation A.16

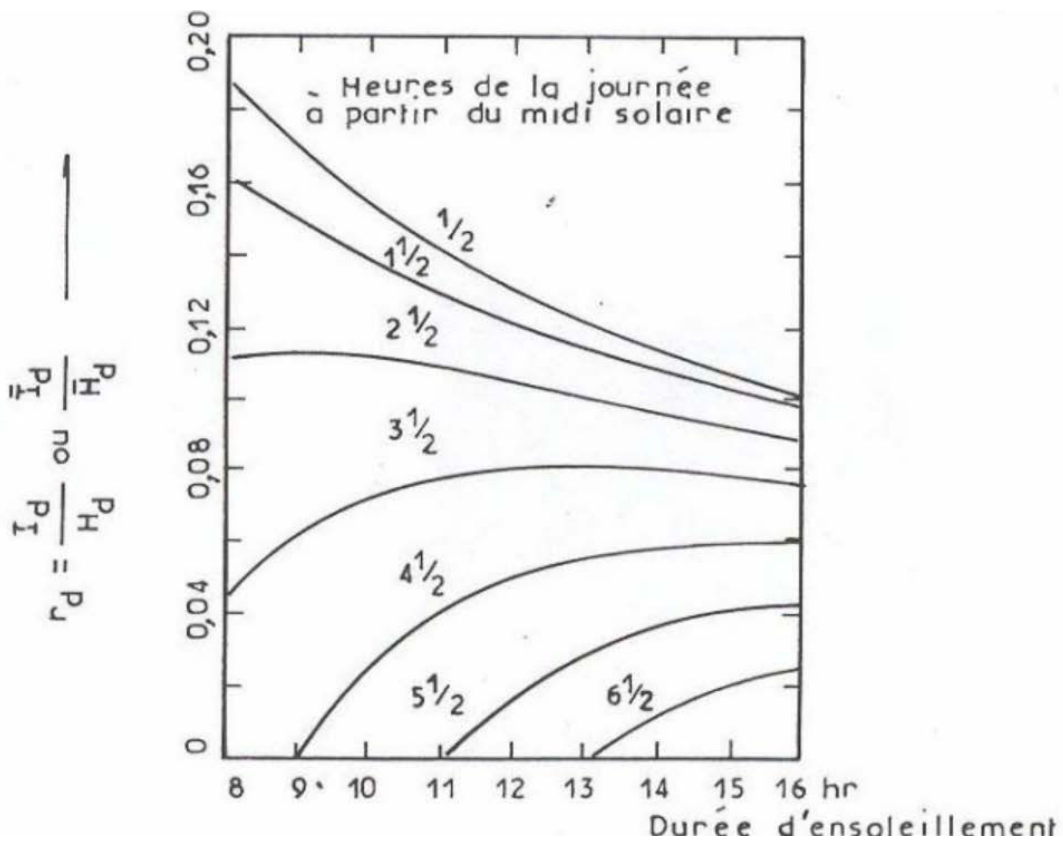


Figure A.2 Variation du rayonnement diffus en fonction de la durée d'ensoleillement pour différentes heures de la journée à partir du midi solaire

Selon Lui et Jordan, le rayonnement journalier est symétrique par rapport au midi solaire, ils ont présentés les résultats de leurs travaux sous forme d'abaque. Ils définissent $r_d = \frac{\bar{I}}{\bar{H}}$ du rayonnement global horaire, en moyenne mensuelle, au rayonnement global journalier, en moyenne mensuelle (figure.A.2)

A.4 Rayonnement global horaire pour le jour moyen du mois

Pour estimer la valeur du rayonnement global (figure.A.3) horaire (I), nous utilisons la relation :

$$\frac{I_t}{H_t} = r_t \quad (\text{A.9})$$

Avec

$$r_t = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega_{r_d}) \frac{\cos \omega_{r_d} - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \frac{\pi}{180} \omega_s \cos \omega_s} \quad (\text{A.10})$$

$$a = 0.409 + 0.5016 \sin(\omega_s - 60)$$

(A.11)

$$b = 0.6609 - 0.4767 \sin(\omega_s - 60)$$

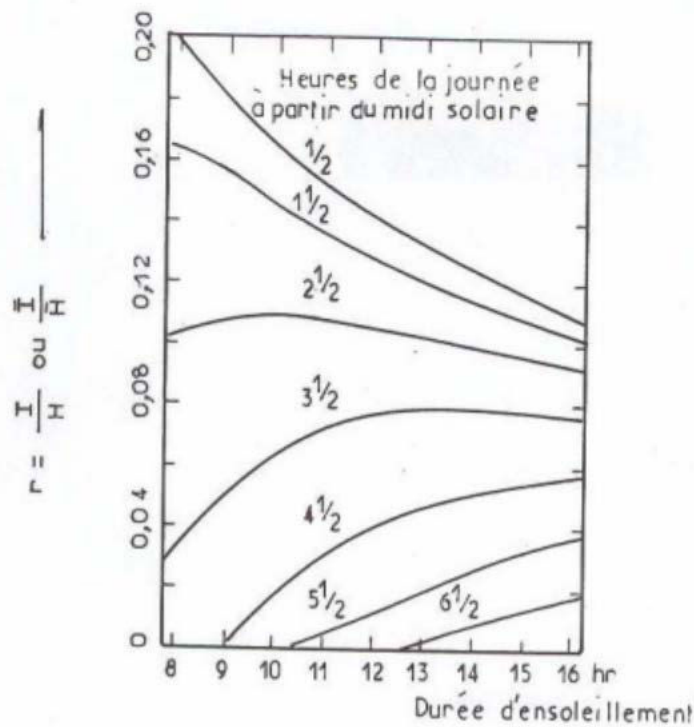


Figure A.3 Variation de r en fonction de la durée de l'ensoleillement pour différentes heures de la journée à partir du midi solaire.

La densité de flux solaire direct incident sur un plan incliné d'un angle β par rapport à l'horizontale et l'azimut γ (par rapport au sud), est calculée à l'aide de l'expression suivante :

$$\varphi_{\beta}^{\gamma} = (I - I_d) \cos i \quad (\text{A.12})$$

Avec

I : densité du rayonnement global incident sur une surface horizontale (A.9), ($W.m^{-2}$)

I_d : densité du rayonnement diffus incident sur une surface horizontale (A.7), ($W.m^{-2}$)

i : Angle d'incidence des rayons solaires sur le plan considéré (A.20)

Latitude (φ) : Angle entre le méridien passant par un point quelconque de la terre et l'équateur terrestre, il est compté de 0 à -90 degrés vers le sud.

Inclinaison (β) : Angle entre le plan horizontal et le plan considéré (inclinaison)

$\beta > 0^\circ$, si le plan regarde l'équateur ;

$\beta = 0^\circ$ pour le plan horizontal

$\beta = 90^\circ$ pour le plan vertical

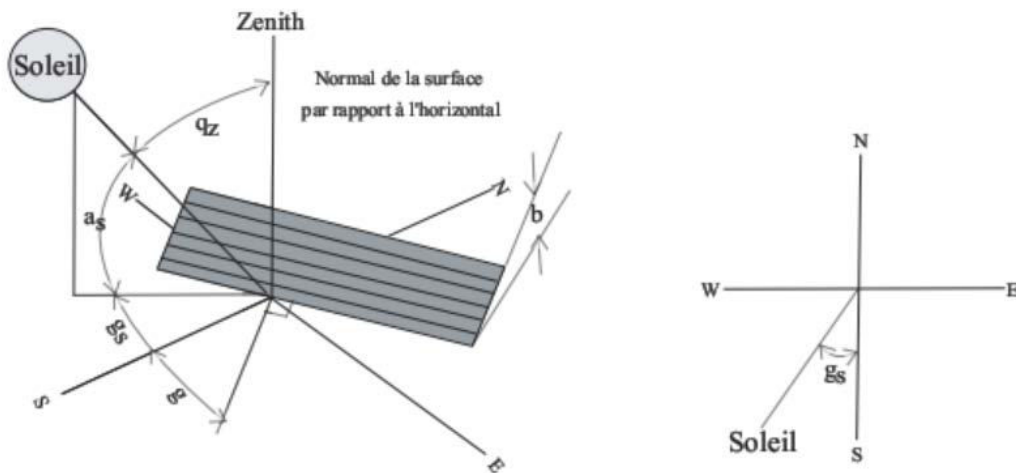


Figure A.4 Repérage du soleil pour une surface inclinée par rapport à l'horizontale

Temps solaire vrai, TSV : par définition, il est midi solaire quand le soleil passe au méridien (le point où le soleil est le plus haut dans la journée). A ce moment, l'angle horaire du soleil $\omega_{rd}=0$ ou bien 0 heure. L'angle horaire est compté positivement de 0 à 180 degrés et négativement de 0 à -180 degrés.

$$TSV = \frac{24}{2\pi} \omega_{rd} \quad (A.13)$$

$$TSV = TL - N + ET + \left(\frac{LG}{15}\right)$$

Avec

$$ET=229.2(0.000075+0.001868\cos B-0.032077\sin B-0.014615\cos 2B-0.04089\sin 2B) \quad (A.14)$$

$$B=(n-1) \cdot \frac{360}{365} \quad (A.15)$$

Où

ET : équation du temps

TL : temps local, (h)

N : numéro du fuseau

LG : longitude du local, (°)

n : numéro du jour dans l'année

Angle horaire du soleil, ω_{rd} : quantité dont le soleil varie dans l'espace d'une heure soit en longitude, soit en latitude. Une heure vaut 15° d'angle. Lorsque le soleil passe au méridien.

$\omega_{rd} = 0^\circ$, le temps solaire correspond au midi solaire vrai ;

$\omega_{rd} < 0^\circ$, du lever du soleil jusqu'au midi solaire vrai ;

$\omega_{rd} > 0^\circ$ de midi solaire vrai jusqu'au coucher du soleil ;

$\omega_{rd} = 90^\circ$, le temps solaire vrai correspond à 18h ;

$\omega_{rd} = -90^\circ$, le temps solaire vrai correspond à 6h.

$$\omega_{rd} = (TSV - 12) \cdot \frac{\pi}{12} \quad (A.16)$$

Déclinaison, δ : Distance entre la position du soleil et l'équateur céleste mesurée sur le méridien céleste. Elle s'exprime par la relation suivante [117, 118] :

$$\delta = 23.45 \sin \left[360 \cdot \frac{(284+n)}{365} \right] \quad (A.17)$$

Hauteur du soleil, α_s : Hauteur angulaire du soleil sur l'horizon.

$$\sin\alpha_s = \cos\varphi\cos\delta\cos\omega + \sin\varphi\sin\delta \quad (\text{A.18})$$

Azimut, γ_s : Angle formé par le plan méridien d'un lieu avec un plan vertical situé en ce lieu.

$$\sin\gamma_s = \frac{\cos\delta\sin\omega}{\cos\alpha_s} \quad (\text{A.19})$$

Angle d'incidence, (θ) : sur un plan incliné par rapport à l'horizontale d'un angle β .

$$\begin{aligned} \cos\theta = & \sin\delta\sin\varphi\cos\beta - \sin\delta\cos\varphi\sin\beta\cos\gamma \\ & + \cos\delta\cos\varphi\cos\beta\cos\omega \\ & + \cos\delta\sin\varphi\sin\beta\cos\gamma\cos\omega \\ & + \cos\delta\sin\beta\sin\gamma\sin\omega \end{aligned} \quad (\text{A.20})$$

Pour une surface horizontale ($\beta = 0^\circ$), l'équation A.20 devient

$$\cos\theta = \cos\varphi\cos\delta\cos\omega + \sin\varphi\sin\delta \quad (\text{A.21})$$

Rayonnement solaire global : Le rayonnement solaire global sur un plan horizontal s'exprime par la relation suivante (W.m^{-2}) [119] :

$$R_{GH}^* = R_{DIRH}^* + R_{DIFH}^* \quad (\text{A.22})$$

Si le rayonnement global horizontal est mesuré, dans ce cas le rayonnement direct horizontal vaut :

$$R_{DIRH}^* = R_{GH}^* - R_{DIFH}^* \quad (\text{A.23})$$

Rayonnement diffus sur un plan horizontal : Le rayonnement diffus sur une surface horizontale est donné par l'expression :

$$R_{DIFH}^* = 120 \times \Gamma \times \text{Exp}\left(\frac{-1}{0.4511 + \sin(h)}\right) \quad (\text{A.24})$$

Où Γ : est le facteur de trouble du ciel, il s'exprime par la relation :

$$\Gamma = 0.796 - 0.01 \times \sin\left(\frac{360}{365} \times (n + 284)\right) \quad (\text{A.25})$$

Rayonnement solaire direct : Le rayonnement solaire direct sur un plan incliné dépend de la hauteur du soleil et de l'état du ciel, il est calculé à partir de la relation [120] :

$$R_{DIRI} = R_{DIRH}^* \times R_b \quad (A.26)$$

Avec R_b : le facteur géométrique $R_b \geq 0$, c'est le ratio entre l'angle d'incidence du rayonnement solaire sur la paroi inclinée par rapport à l'horizontal et le cosinus de l'angle zénithal $\text{Cos}(\theta_z)$ et s'exprime par la relation :

$$R_b = \frac{\text{Cos}(\theta)}{\text{Cos}(\theta_z)} = \frac{\text{Cos}(\theta)}{\text{Sin}(h)} = \frac{\text{Sin}(\delta) \times \text{Sin}(\phi - \beta) + \text{Cos}(\delta) \times \text{Cos}(\phi - \beta) \times \text{Cos}(\omega)}{\text{Sin}(\phi) \times \text{Sin}(\delta) + \text{Cos}(\phi) \times \text{Cos}(\delta) \times \text{Cos}(\omega)} \quad (A.27)$$

Rayonnement solaire diffus : Le rayonnement solaire diffus est un paramètre qui dépend de l'état de clarté du ciel et de la position du soleil dans le ciel. En considérant que l'atmosphère au dessus de la surface est isotrope (pas de direction privilégiée du rayonnement diffus), le rayonnement solaire diffus reçu par une surface quelconque est donné par la relation :

$$R_{DIFI} = R_{DIFH} \times \frac{1 + \text{Cos}(\beta)}{2} \quad (A.28)$$

Rayonnement solaire réfléchi : C'est le rayonnement solaire réfléchi par le sol environnant, il est calculé à partir de la relation suivante :

$$R_{RIFL} = R_{GH} \times \rho \times \frac{1 - \text{Cos}(\beta)}{2} \quad (A.29)$$

Où ρ : est le coefficient de réflexion du sol ou albédo qui varie selon la nature du sol, dont la valeur moyenne est estimée à $\rho=0.25$

Rayonnement solaire global sur un plan incliné : La somme des composantes R_{DIRI} , R_{DIFI} et R_{RIFL} permet d'obtenir à chaque instant, le flux solaire global d'une surface inclinée et d'orientation quelconques, il s'exprime par la relation [119] :

$$R_{GI} = [R_{DIRH} \times R_b] + \left[R_{DIFH} \times \frac{1 + \text{Cos}(\beta)}{2} \right] + \left[R_{GH} \times \rho \times \frac{1 - \text{Cos}(\beta)}{2} \right] \quad (A.30)$$

Heure de lever et de coucher du soleil : On rappelle qu'à midi vrai, $\omega=0$ et que ω varie de 15° par heure (il est négatif le matin et positif le soir). Partant de ces hypothèses, on peut déduire les angles horaires de coucher et de lever du soleil en posant $\omega=0$, ce qui conduit à :

$$\text{Cos}(\omega) = -\tan(\phi) \times \tan(\delta) \quad (\text{A.31})$$

La fonction cosinus étant paire, les angles horaires de lever et de coucher du soleil sont parfaitement symétriques par rapport au midi vrai défini par $\omega=0$.

$$\begin{cases} H_{\text{lever}} = -\text{Arccos}(-\tan(\phi) \times \tan(\delta)) \\ H_{\text{coucher}} = \text{Arcos}(-\tan(\phi) \times \tan(\delta)) \end{cases} \quad (\text{A.32})$$

Mais à cause de l'équation du temps, les heures réelles de lever et de coucher du soleil doivent être décalées d'une quantité de E_t , telle que définie par l'équation :

$$\begin{cases} H_{\text{lever}} = 12 - \text{Arccos}(-\tan(\phi) \times \tan(\delta)) \times \frac{12}{\pi} + \frac{E_t}{60} \\ H_{\text{coucher}} = 12 + \text{Arcos}(-\tan(\phi) \times \tan(\delta)) \times \frac{12}{\pi} + \frac{E_t}{60} \end{cases} \quad (\text{A.33})$$

Annexe B

Propriétés physiques de l'air humide

L'air humide est en général, un mélange d'air sec et de vapeur d'eau à l'état surchauffé, mélange qui se comporte sensiblement comme un gaz parfait.

B.1 Pression de vapeur saturante

Soient P_A et P_V les pressions partielles de l'air et de la vapeur d'eau au sens d'un mélange d'air humide occupant un volume V . La somme des pressions partielles de chacun des constituants est égale à la pression totale du mélange.

La pression partielle de vapeur d'eau d'un air saturé, occupant un volume V , maintenu à la température T_g est égale à la pression de vapeur saturante P_{vs} , à la température considérée.

Dans le cas général, la pression de vapeur d'eau saturante d'un air humide maintenu à la température T_g est évaluée à partir de la formule de Clapeyron.

$$P_{vs} = 101325 \times 10^{\left(17.443 - \frac{2795}{T_g} - 3.869 \log T_g\right)} \quad (\text{Pa}) \quad (\text{B.1})$$

$$0 < T_g < 473 \quad (\text{K}) \quad (\text{B.2})$$

B.2 Capacité calorifique massique C_p à pression constante

La capacité calorifique d'un mélange d'air humide vérifie la relation suivante :

$$C_p = C_v \cdot (C_{p_v} + 1 - C_v) \cdot C_{p_a} \quad (\text{B.3})$$

C_{p_v} et C_{p_a} désignent les capacités calorifiques massiques à pression constante de la vapeur d'eau et de l'air sec.

$$C_{p_v} = 1862.3 \quad \text{J.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$C_{p_a} = 1004.4 \quad \text{J.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

B.3 Masse volumique

Soient m_a et m_v les masses d'air sec et de vapeur d'eau contenues dans $1.\text{m}^3$ d'air humide à la température T_g . La masse volumique de ce mélange s'écrit :

$$\rho = m_a + m_v = \frac{1}{r_a T_g} (P - 0.378 P_v) \quad (\text{Kg.m}^{-3}) \quad (\text{B.4})$$

Avec

$$r_a = R/M_{\text{air,sec}},$$

R est la constante des gaz parfaits, égale à 287 J.Kg⁻¹.K⁻¹.

P et P_v sont respectivement la pression totale et la pression partielle de vapeur d'eau (Pa).

La fraction massique de vapeur d'eau est égale à :

$$C_v = \frac{m_v}{m_v + m_a} = \frac{0.622 P_v}{P - 0.378 P_v}$$

En tenant compte de la relation B.4, la masse volumique vérifie l'expression suivante :

$$\rho = \frac{1}{r_a T_g} \left(1 - \frac{0.378 C_v}{0.622 + 0.378 C_v} \right) P \quad (\text{B.5})$$

B.4 Conductivité thermique

La conductivité thermique effective K_{eff} de l'air est donnée par l'expression [122] :

$$K_{eff} = K_{go} + 0.00476 \frac{C_v}{1 - C_v} \quad (\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}) \quad (\text{B.6})$$

Avec

K_{go} : conductivité thermique de l'air sec. Elle peut être représentée par un polynôme du troisième degré en θ_g (°C).

$$K_{go} = 2.43 \times 10^{-3} + 9.74167 \times 10^{-5} \theta_g - 1.825 \times 10^{-6} \theta_g^2 + 2.28 \times 10^{-8} \theta_g^3 \quad (\text{B.7})$$

B.5 Viscosité dynamique

Elle est donnée par la relation [122] :

$$\mu = \frac{P}{\frac{P_v}{\mu_v} + \frac{P_a}{\mu_a}} \quad (\text{Kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}) \quad (\text{B.8})$$

Où μ_v désigne la viscosité dynamique de la vapeur d'eau, et μ_a celle de l'air sec.

Elles satisfont aux expressions suivantes :

$$\mu_a = 25.393 \times 10^{-7} \sqrt{\frac{T_g}{273}} \left(1 + \frac{122}{T_g}\right)^{-1} \quad (\text{B.9})$$

$$\mu_v = 30.147 \times 10^{-7} \sqrt{\frac{T_g}{273}} \left(1 + \frac{673}{T_g}\right)^{-1}$$

B.6 Chaleur latente massique de vaporisation

La chaleur latente massique de vaporisation de l'eau s'exprime par :

$$L_T = 3.141 \times 10^6 (1 - 7.6 \times 10^{-4} \times T_g) \quad (\text{J.Kg}^{-1}) \quad (\text{B.10})$$

B.7 Propriétés d'un mélange d'air humide

L'humidité absolue d'un mélange d'air humide, est le rapport de la masse de vapeur d'eau (m_v) à la masse de l'air sec (m_a).

$$H_a = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{B.11})$$

Soient m_{a1} la masse d'air humide à la température T_1 et de l'humidité absolue H_{a1} , m_{a2} la masse d'air humide à la température T_2 et l'humidité absolue H_{a2} , nous allons définir successivement l'humidité absolue H_{am} , l'enthalpie h_m , et la température T_m du mélange de ces deux masses d'air humide.

Ecrivons d'abord la conservation de la masse d'air humide

$$m_{am} = m_{a1} + m_{a2}$$

Soit

$$m_{am} \cdot H_{am} = m_{a1} \cdot H_{a1} + m_{a2} \cdot H_{a2}$$

Avec :

$$m_{a1} = \frac{m_{v1}}{H_{a1} + 1} = \text{Masse de l'air sec contenu dans } m_{a1}$$

$$m_{a2} = \frac{m_{v2}}{H_{a2}+1} = \text{Masse de l'air sec contenu dans } m_{a2}$$

$$m_{am} = \frac{m_{v1}}{H_{a1}+1} + \frac{m_{v2}}{H_{a2}+1} = \text{Masse de l'air sec contenu dans le mélange des deux airs humides.}$$

L'humidité absolue du mélange des deux airs humides vérifie l'expression suivante :

$$H_{am} = \frac{m_{a1}h_{a1}(1+h_{a2})+m_{a2}h_{a2}(1+h_{a1})}{m_{a1}(1+h_{a2})+m_{a2}(1+h_{a1})} \quad (\text{B.12})$$

La fraction massique C_{vm} de vapeur contenue dans ce mélange s'écrit :

$$C_{vm} = \frac{H_{am}}{1+H_{am}} \quad (\text{B.13})$$

Si le mélange s'effectue de façon adiabatique, son enthalpie s'écrit :

$$h_{am} = \frac{m_{a1}h_1+m_{a2}h_2}{m_{am}} \quad (\text{B.14})$$

Où h_1 , h_2 , h_m sont respectivement les enthalpies de m_{a1} , m_{a2} , et m_{am} , masses d'airs humides et qui s'expriment en fonction des températures :

$$h_1 = 0.24T_1 + (0.46T_1 + L_V) \cdot H_{a1}$$

$$h_2 = 0.24T_2 + (0.46T_2 + L_V) \cdot H_{a2}$$

$$h_m = 0.24T_m + (0.46T_m + L_V) \cdot H_m$$

Soit

$$h_m = \frac{m_{a1}(0.24T_1+(0.46T_1+L_V) \cdot H_{a1})+m_{a2}(0.24T_2+(0.46T_2+L_V) \cdot H_{a2})}{m_{a1}+m_{a2}} \quad (\text{B.15})$$

L_V : Chaleur latente d'évaporation ($597 \text{ J.Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

T_1 , T_2 et T_m étant les températures exprimés en °C.

De cette relation B.15, on déduit,

$$T_m = \frac{h_m - 597H_{am}}{0.24 + 0.46H_{am}} \quad (\text{B.16})$$

En remplaçant (h_m) par sa valeur tirée de la relation B.15, il vient que :

$$T_m = \frac{T_1(0.24+0.46h_{a1})m_{a1}+T_2(0.24+0.46h_{a2})m_{a2}}{m_{a1}(0.24+0.46h_{a1})+m_{a2}(0.24+0.46h_{a2})} \quad (\text{B.17})$$

Annexe C

Les dimensions du modèle physique de notre habitat sont résumées dans le tableau ci-dessous

N°	Dimensions
1	Longueur : 4 m
2	Largeur : 3 m
3	Epaisseur du mur : 15 cm
4	Epaisseur faux plafond : 5 mm
5	Hauteur toiture : 0,5 m
6	Hauteur bâtiment : 3 m
7	Epaisseur toiture : 8 mm
8	Hauteur MCP : 5 mm
9	Epaisseur planché : 10 cm
10	Longueur toiture : 5 m

Tableau C.1 : Dimensions de l'habitat

Facteurs de forme géométrique

Entre deux éléments de surface : Par définition, le facteur de forme $F_{1 \rightarrow 2}$ entre les surfaces S_1 et S_2 vérifie la relation suivante :

$$S_1 F_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\pi} \int_{S_1} \int_{S_2} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi r^2} dS_1 \cdot dS_2 \quad \text{C.1}$$

Avec

$$S_1 F_{1 \rightarrow 2} = S_2 F_{2 \rightarrow 1} \quad \text{C.2}$$

$$F_{i1} + F_{i2} + \dots + F_{in} = 1 \quad \text{C.3}$$

Entre deux bandes rectangulaires

A) Deux plans rectangulaires perpendiculaires ayant un côté commun : En utilisant la notation reportée sur la figure C.2, la distance r entre deux éléments de surface de ces plans est donnée par :

$$r^2 = (w - y)^2 + x^2 + z^2$$

$$\cos \theta_1 = \frac{x}{y}$$

$$\cos \theta_2 = \frac{z}{y}$$

En portant ces relations dans C.1, on aura :

$$S_1 F_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\pi} \int_{y=0}^l \int_{z=0}^{W_1} \int_{w=0}^l \int_{x=0}^{W_2} \frac{zx}{r^4} dx \cdot dw \cdot dz \cdot dy \quad \text{C.4}$$

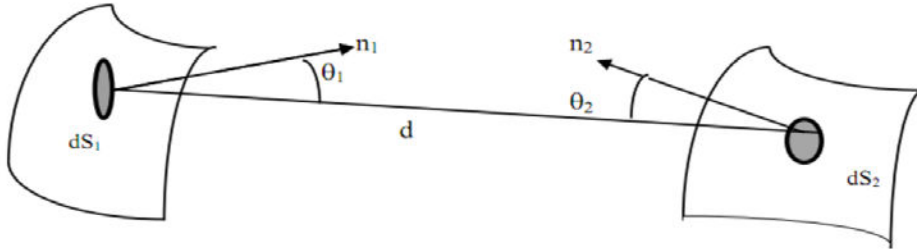


Figure C.1 : Facteur de forme entre un élément de surface dS_1 et un élément de surface dS_2

L'intégration de cette expression conduit au facteur de forme $F_{1 \rightarrow 2}$:

$$F_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\pi B} [L + M - N] \quad \text{C.5}$$

avec

$$L = \frac{1}{4} \ln \left\{ \left[\frac{(1+B^2)(1+C^2)}{1+B^2+C^2} \right] \left[\frac{B^2(1+B^2+C^2)}{(1+B^2)(B^2+C^2)} \right]^{B^2} \left[\frac{C^2(1+B^2+C^2)}{(1+C^2)(B^2+C^2)} \right]^{C^2} \right\}$$

$$M = \left[B \tan^{-1} \frac{1}{B} + C \tan^{-1} \frac{1}{C} \right]$$

$$N = \left[\sqrt{B^2 + C^2} \cdot \tan^{-1} \left(\frac{1}{B^2 + C^2} \right) \right]$$

$$B = \frac{W_2}{l} \quad ; \quad C = \frac{W_1}{l}$$

B) Deux plans rectangulaires non-perpendiculaires ayant un côté commun

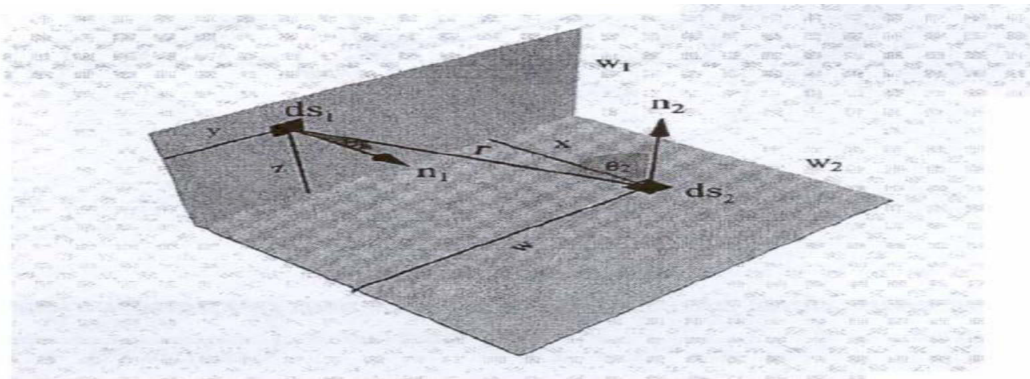


Figure C.2 : Facteur de forme entre deux plans rectangulaires ayant un côté commun

$$r^2 = a^2 + z^2$$

$$a^2 = (w - y)^2 + (x + h)^2$$

$$z = g \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)$$

$$h = g \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)$$

$$r^2 = (w - y)^2 + \left(x + g \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)\right)^2 + \left(g^2 \cos^2\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)\right)$$

Où r : distance entre deux éléments de deux plans perpendiculaires ayant un côté commun.

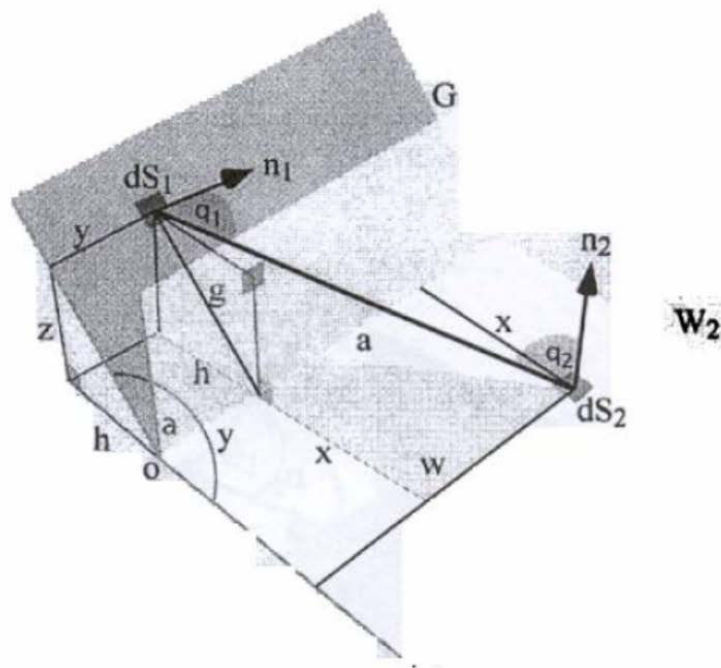


Figure C.3 : Facteur de forme entre deux plans rectangulaires non-perpendiculaires ayant un côté commun

Avec

$$\cos\theta_1 = \frac{x \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)}{r}$$

$$\cos\theta_2 = \frac{z}{r}$$

En remplaçant dans l'équation C.1, r^2 , $\cos\theta_1$, $\cos\theta_2$ par leurs expressions définies ci-dessus, on obtient :

$$S_1 F_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\pi} \int_{y=0}^l \int_{z=0}^{G \cos \alpha} \int_{w=0}^l \int_{x=0}^{W_2} \frac{g x \cos(\alpha - \frac{\pi}{2})^2}{r^4} dx \cdot dw \cdot dg \cdot dy \quad C.6$$

Cette expression s'intègre analytiquement et conduit à la relation suivante :

$$F_{1 \rightarrow 2}(\pi C) = \frac{\sin 2\alpha}{4} [L + M + N + O] \quad C.7$$

avec

$$L = BC \sin \alpha + \left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) (B^2 + C^2) + C^2 \cdot \arctan\left(\frac{B - C \cos \alpha}{C \cos \alpha}\right) + B^2 \arctan\left(\frac{C - B \cos \alpha}{B \cos \alpha}\right) \quad C.8$$

$$M = \frac{\sin^2 \alpha}{4} * \left\{ \left(\frac{2}{\sin^2 \alpha} - 1\right) \ln \left[\frac{(1+B^2)(1+C^2)}{1+D} \right] + C^2 \ln \left[\frac{C^2(1+D)}{D(1+C^2)} \right] + B^2 \ln \left[\frac{B^2(1+B^2)^{\cos 2\alpha}}{(1+Z \cos 2\alpha)D} \right] \right\} \quad C.9$$

$$N = C \arctan\left(\frac{1}{C}\right) B \arctan\left(\frac{1}{B}\right) - \sqrt{D} \arctan\left(\frac{1}{\sqrt{D}}\right) \quad C.10$$

$$O = \frac{\sin \alpha \sin 2\alpha}{2} B \sqrt{1 + B^2 \sin^2 \alpha} * [P \cdot Q] \quad C.11$$

$$P = \arctan\left(\frac{B \cos \alpha}{\sqrt{1+B^2 \sin^2 \alpha}}\right) + \arctan\left(\frac{C - B \cos \alpha}{\sqrt{1+B^2 \sin^2 \alpha}}\right) + \cos \alpha \quad C.12$$

$$Q = \int_0^C \sqrt{1 + \eta^2 \sin^2 \alpha} \left[\arctan\left(\frac{B - \eta \cos \alpha}{\sqrt{1 + \eta^2 \sin^2 \alpha}}\right) + \arctan\left(\frac{\eta \cos \alpha}{\sqrt{1 + \eta^2 \sin^2 \alpha}}\right) \right] d\eta \quad C.13$$

$$B = \frac{W_2}{l}$$

$$C = \frac{G}{l}$$

$$D = B^2 + C^2 - 2BC \cos \alpha$$

$$S_1 = S_{1a} + S_{1b}$$

$$F_{2 \rightarrow 1a} = F_{2 \rightarrow 1} - F_{2 \rightarrow 1b} \quad C.14$$

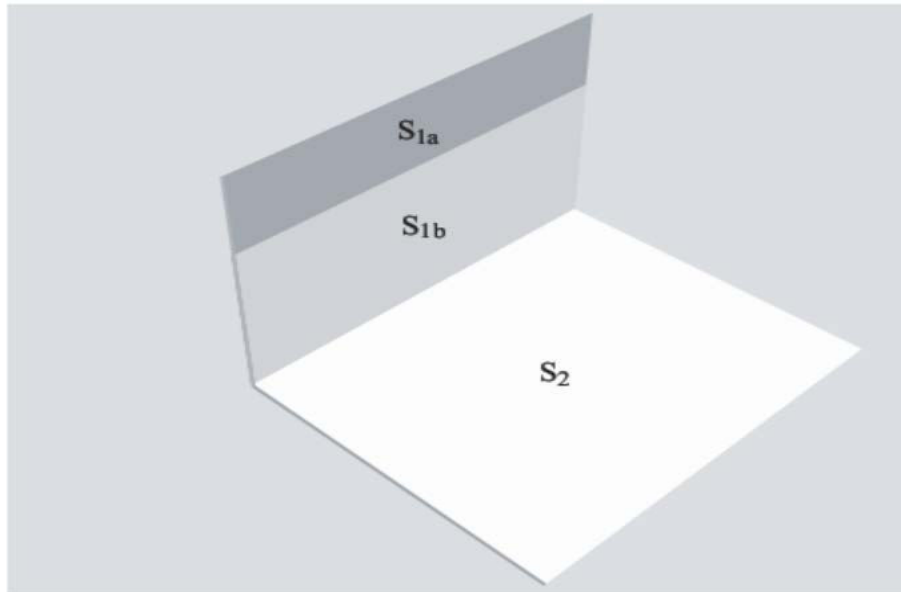


Figure C.4 : Facteur de forme entre un élément de surface dS_{1a} et un élément de surface dS_2

C) Deux plans identiques ayant un côté commun

$$F_{A1 \rightarrow A2} = F_{A2 \rightarrow A1} = 1 - \sin \frac{\theta}{2} \quad \text{C.15}$$

D) Deux plaques ayant une arête commune et faisant un angle d'inclinaison

$$F_{12} = \frac{1}{2a_1} \left[a_1 + a_2 - \sqrt{a_1^2 + a_2^2 - 2a_1a_2 \cos \theta} \right] \quad \text{C.16}$$

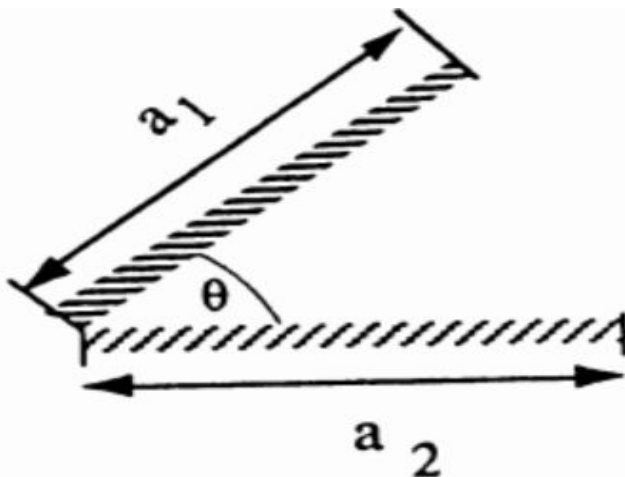


Figure C.5 : Facteur de forme entre deux plaques faisant un angle d'inclinaison θ

E) Deux plaques parallèles de largeurs différentes et ayant le même plan de symétrie

$$F_{12} = \frac{1}{a_1} \left[\sqrt{1/4(a_1 + a_2)^2 + h} - \sqrt{1/4(a_1 - a_2)^2 + h} \right] \quad \text{C.17}$$

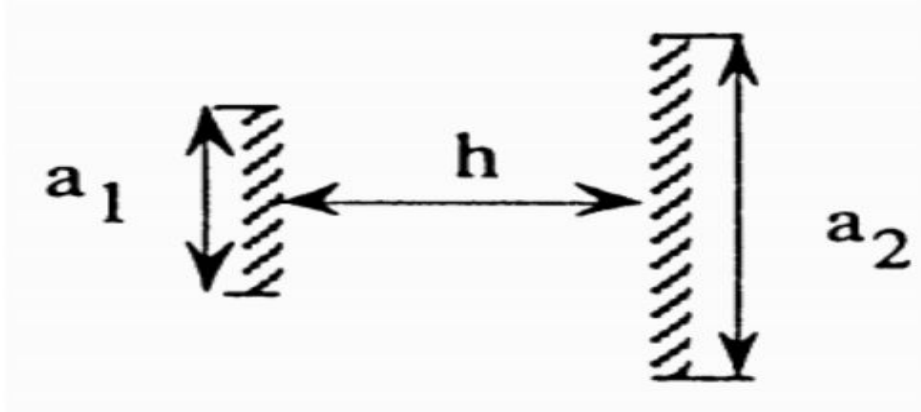


Figure C.6 : Facteur de forme entre deux plaques parallèles de largeurs différentes de même plan de symétrie

F) Rectangles identiques parallèles et directement opposés

$$X = \frac{a}{c}; Y = \frac{b}{c}$$

$$F_{12} = \frac{1}{\pi XY} \left\{ \ln \left[\frac{(1+X^2)(1+Y^2)}{1+X^2+Y^2} \right]^{1/2} + X\sqrt{1+Y^2} \tan^{-1} \frac{X}{\sqrt{1+Y^2}} + Y\sqrt{1+X^2} \tan^{-1} \frac{Y}{\sqrt{1+X^2}} - X \tan^{-1} X - Y \tan^{-1} Y \right\} \quad \text{C.18}$$

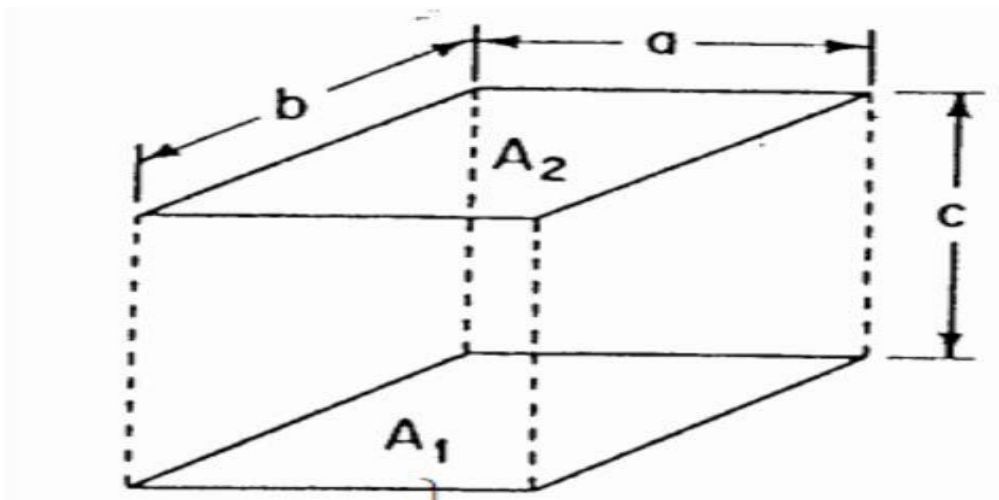


Figure C.7 : Facteur de forme entre deux rectangles identiques parallèles et opposés

En désignant par $F_{2 \rightarrow 1}$ le facteur de forme entre les surfaces d'indices 2 et 1 et en appliquant la relation de réciprocité $S_1 F_{1 \rightarrow 2} = S_2 F_{2 \rightarrow 1}$, l'expression C.1 permet de déterminer l'ensemble des coefficients de transfert par rayonnement au sein d'une enceinte de forme triangulaire telle que la toiture.

Annexe D

Abaques des facteurs de forme

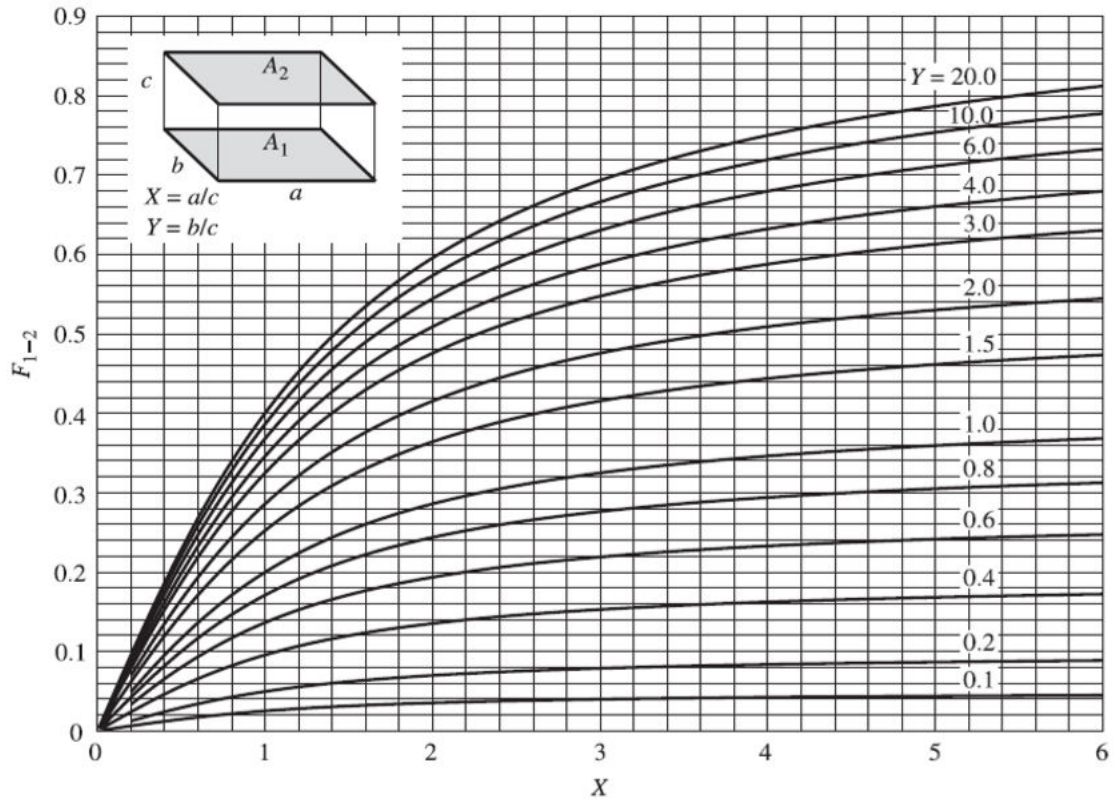


Figure D.1 Diagramme du facteur de forme entre deux surfaces parallèles

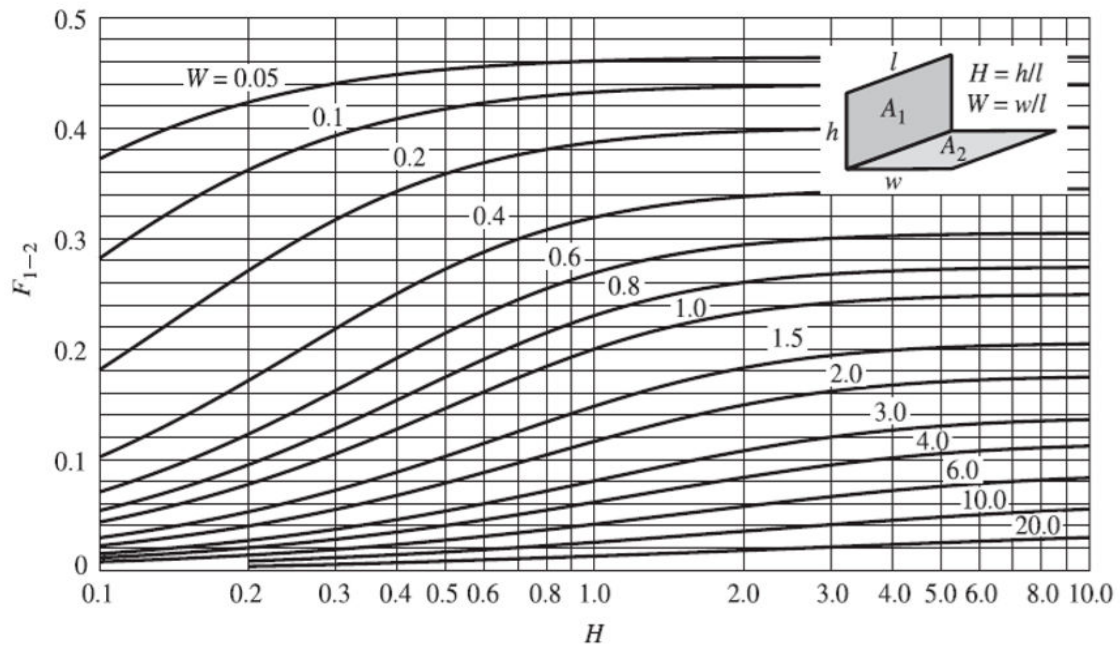


Figure D.2 Diagramme du facteur de forme entre deux plans perpendiculaires

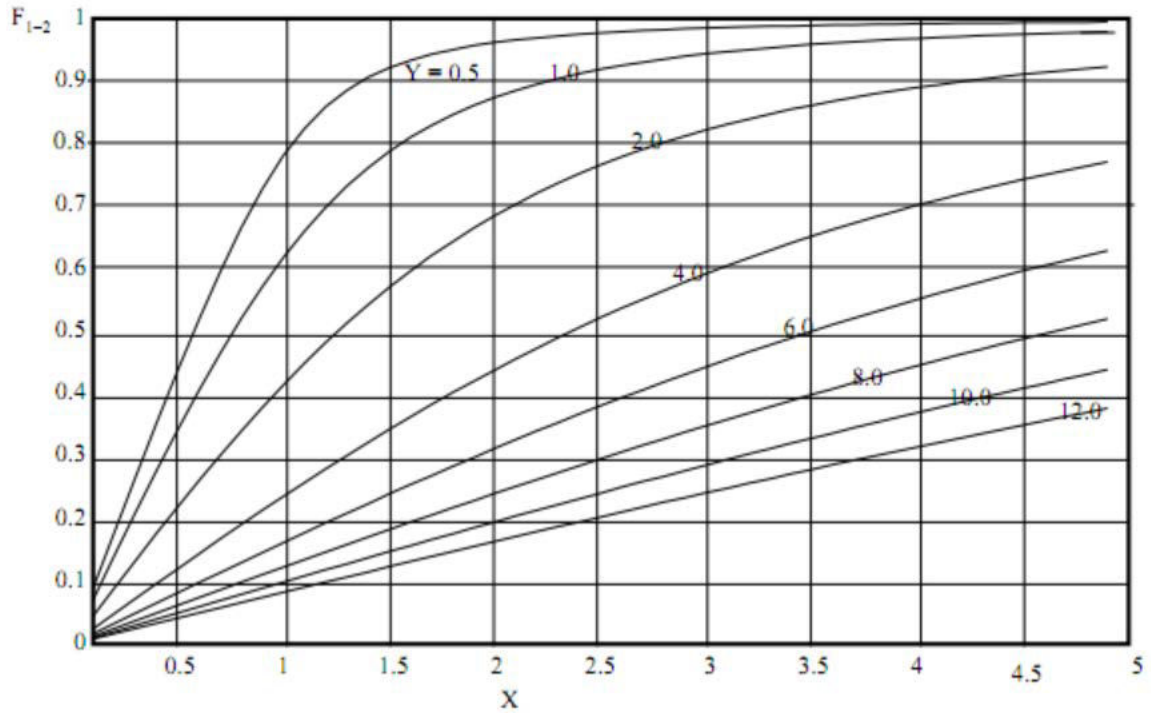


Figure D.3 Diagramme du facteur de forme entre deux plaques parallèles de largeurs différentes et ayant le même plan de symétrie

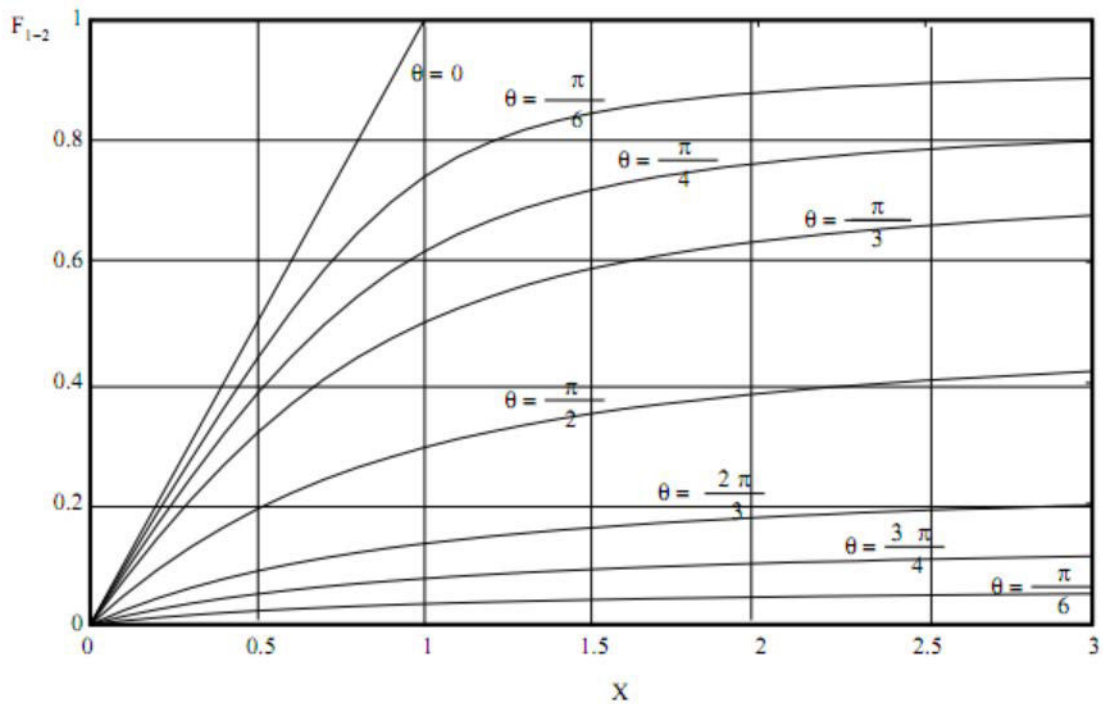


Figure D.4 Diagramme du facteur de forme entre deux plaques ayant une arête commune et faisant un angle d'inclinaison

Annexe E

Les coefficients de la matrice

1-Toiture extérieure de l'habitat

$$A(1,1)=\frac{m_{toit} \times C_{p_{toit}}}{S_{toit}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{ex}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{vc,toit}} + h_{r_{sol,toit}}$$

$$A(1,2)=-\frac{\lambda}{e} ; A(1,3)=0 ; A(1,4)=0 ; A(1,5)=0 ; A(1,6)=0 ; A(1,7)=0 ; A(1,8)=0 ; A(1,9)=0$$

$$Z(1)=\frac{m_{toit} \times C_{p_{toit}}}{S_{toit}} \times \frac{T_{toitex}^t}{\Delta t} + h_{c_{ex}} \times T_{a1}^t + h_{r_{vc,toit}} \times T_{vc}^t + h_{r_{sol,toit}} \times T_{sol}^t + \alpha_{toit} \times \varphi$$

2- Toiture intérieure de l'habitat

$$A(2,1)= -\frac{\lambda}{e} ; A(2,2)=\frac{m_{toit} \times C_{p_{toit}}}{\Delta t} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{air1}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{toit,mcpi}} + h_{r_{toit,psci}} + h_{r_{toit,peci}} + h_{r_{toit,pwci}} ;$$

$$A(2,3)=-h_{c_{air1}} ; A(2,4)=-h_{r_{toit,psci}} ; A(2,5)=-h_{r_{toit,pwci}} ; A(2,6)=-h_{r_{toit,peci}} ; A(2,7)=0 ; A(2,8)=0 ; A(2,9)=0$$

$$Z(2)=\frac{m_{toit} \times C_{p_{toit}}}{S_{toit}} \times \frac{T_{toiti}^t}{\Delta t} + h_{r_{toit,mcpi}} \times T_{mcpi}^t$$

3- Air du Comble de la toiture de l'habitat

$$A(3,1)=0 ; A(3,2)=-h_{c_1} \times \frac{S_{toit}}{S_{a1}}$$

$$A(3,3)=\frac{m_a \times C_{pa}}{S_{a1}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_1} \times \frac{S_{toit}}{S_{a1}} + h_{c_2} \times \frac{S_{mcp}}{S_{a1}} + h_{c_3} \times \frac{S_{psc}}{S_{a1}} + h_{c_4} \times \frac{S_{pec}}{S_{a1}} + h_{c_5} \times \frac{S_{pwc}}{S_{a1}}$$

$$A(3,4)=-h_{c_3} \times \frac{S_{psc}}{S_{a1}} ; A(3,5)=-h_{c_5} \times \frac{S_{pwc}}{S_{a1}} ; A(3,6)=-h_{c_4} \times \frac{S_{pec}}{S_{a1}} ; A(3,7)=0 ; A(3,8)=0 ; A(3,9)=0$$

$$Z(3)=\frac{m_a \times C_{pa}}{S_{a1}} \times \frac{T_{a1}^t}{\Delta t} + h_{c_2} \times \frac{S_{mcp}}{S_{a1}} \times T_{mcpi}^t$$

4- Paroi Sud Comble intérieure de la toiture de l'habitat

$$A(4,1)=0 ; A(4,2)=-h_{r_{psci,toiti}} ; A(4,3)=-h_{c_{a1}} ;$$

$$A(4,4) = \frac{m_{psc} C_{ppsc}}{S_{psc}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{air1}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{psci,toiti}} + h_{r_{psci,mcpi}} + h_{r_{psci,peci}} + h_{r_{psci,pwci}}$$

$$A(4,5) = -h_{r_{psci,pwci}} ; A(4,6) = -h_{r_{psci,peci}} ; A(4,7) = -\frac{\lambda}{e} ; A(4,8) = 0 ; A(4,9) = 0$$

5- Paroi Ouest Comble intérieure de la toiture de l'habitat

$$A(5,1) = 0 ; A(5,2) = -h_{r_{pwci,toiti}} ; A(5,3) = -h_{c_{a1}} ; A(5,4) = -h_{r_{pwci,psci}} ;$$

$$A(5,5) = \frac{m_{pwci} \times C_{ppwci}}{S_{pwci}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{a1}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{pwci,toiti}} + h_{r_{pwci,mcpi}} + h_{r_{pwci,peci}} + h_{r_{pwci,psci}}$$

$$A(5,6) = -h_{r_{pwci,peci}} ; A(5,7) = 0 ; A(5,8) = 0 ; A(5,9) = -\frac{\lambda}{e}$$

$$Z(5) = \frac{m_{pwci} \times C_{ppwci}}{S_{pwci}} \times \frac{T_{pwci}^t}{\Delta t} + h_{r_{pwci,mcpi}} \times T_{mcpi}^t$$

6- Paroi Est Comble intérieure de la toiture de l'habitat

$$A(6,1) = 0 ; A(6,2) = -h_{r_{peci,toiti}} ; A(6,3) = -h_{c_{a1}} ; A(6,4) = -h_{r_{peci,psci}} ; A(6,5) = -h_{r_{peci,pwci}}$$

$$A(6,6) = \frac{m_{pec} \times C_{ppec}}{S_{pec}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{a1}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{peci,toiti}} + h_{r_{peci,psci}} + h_{r_{peci,pwci}} + h_{r_{peci,mcpi}}$$

$$A(6,7) = 0 ; A(6,8) = -\frac{\lambda}{e} ; A(6,9) = 0$$

$$Z(6) = \frac{m_{pec} \times C_{ppec}}{S_{pec}} \times \frac{T_{peci}^t}{\Delta t} + h_{r_{peci,mcpi}} \times T_{mcpi}^t$$

7- Paroi Sud Comble extérieure de la toiture de l'habitat

$$A(7,1) = 0 ; A(7,2) = 0 ; A(7,3) = 0 ; A(7,4) = -\frac{\lambda}{e} ; A(7,5) = 0 ; A(7,6) = 0$$

$$A(7,7) = \frac{m_{psc} \times C_{ppsc}}{S_{psc}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{ex}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{vc,psce}} + h_{r_{sol,psce}} ; A(7,8) = 0 ; A(7,9) = 0$$

$$Z(7) = \frac{m_{psc} \times C_{ppsc}}{S_{psc}} \times \frac{T_{psc}^t}{\Delta t} + h_{c_{ex}} \times T_{a1}^t + h_{r_{vc,psce}} T_{vc}^t + h_{r_{sol,psce}} \times T_{sol}^t + \alpha_{psce} \times \varphi$$

8- Paroi Est Comble extérieure de la toiture de l'habitat

$$A(8,1) = 0 ; A(8,2) = 0 ; A(8,3) = 0 ; A(8,4) = 0 ; A(8,5) = 0 ; A(8,6) = -\frac{\lambda}{e} ; A(8,7) = 0$$

$$A(8,8)=\frac{m_{pec} \times C_{ppec}}{S_{pec}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{cex} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{vc,pece}} + h_{r_{sol,pece}} ; A(8,9)=0$$

$$Z(8)=\frac{m_{pec} \times C_{ppec}}{S_{pec}} \times \frac{T_{pece}^t}{\Delta t} + h_{cex} \times T_{a1}^t + h_{r_{vc,pece}} \times T_{vc}^t + h_{r_{sol,pece}} \times T_{sol}^t + \alpha_{pece} \times \varphi$$

9- Paroi Ouest Comble extérieure de la toiture de l'habitat

$$A(9,1)=0 ; A(9,2)=0 ; A(9,3)=0 ; A(9,4)=0 ; A(9,5)=-\frac{\lambda}{e} ; A(9,6)=0 ; A(9,7)=0 ; A(9,8)=0$$

$$A(9,9)=\frac{m_{pwc} \times C_{ppwc}}{S_{pwc}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{cex} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{vc,pwce}} + h_{r_{sol,pwce}}$$

$$Z(9)=\frac{m_{pwc} \times C_{ppwc}}{S_{pwc}} \times \frac{T_{pwce}^t}{\Delta t} + h_{cex} \times T_{a1}^t + h_{r_{vc,pwce}} \times T_{vc}^t + h_{r_{sol,pwce}} \times T_{sol}^t + \alpha_{pwce} \times \varphi$$

1- Paroi nord extérieure habitat

$$B(1,1)=\frac{m_{PNH} \times C_{pPNH}}{S_{PNH}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{cex} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{vc,PNE}} + h_{r_{sol,PNE}}$$

$$B(1,2)=-\frac{\lambda}{e} ; B(1,3)=0 ; B(1,4)=0 ; B(1,5)=0 ; B(1,6)=0 ; B(1,7)=0 ; B(1,8)=0 ; B(1,9)=0 ;$$

$$B(1,10)=0$$

$$Y1=\frac{m_{PNH} \times C_{pPNH}}{S_{PNH}} \times \frac{T_{PNE}^t}{\Delta t} + h_{cex} \times T_{a1}^t + h_{r_{vc,PNE}} \times T_{vc}^t + h_{r_{sol,PNE}} \times T_{sol}^t + \alpha_{PNH} \times \varphi$$

2- Paroi nord intérieure habitat

$$B(2,1)=-\frac{\lambda}{e} ;$$

$$B(2,2)=\frac{m_{PNH} \times C_{pPNH}}{S_{PNH}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{air}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{PNI,PIPL}} + h_{r_{PNI,PSI}} + h_{r_{PNI,PFPL}} + h_{r_{PNI,PEI}} +$$

$$h_{r_{PNI,PWI}}$$

$$B(2,3)=-h_{c_{air}} ; B(2,4)=-h_{r_{PNI,PIPL}} ; B(2,5)=-h_{r_{PNI,PSI}} ; B(2,6)=-h_{r_{PNI,PEI}} ;$$

$$B(2,7)=-h_{r_{PNI,PWI}} ; B(2,8)=0 ; B(2,9)=0 ; B(2,10)=0$$

$$Y2=\frac{m_{PNH} \times C_{pPNH}}{S_{PNH}} \times \frac{T_{PNI}^t}{\Delta t} + h_{r_{PNI,PFPL}} \times T_{PFPL}^t$$

3- Air du comble de l'habitat

$$B(3,1)=0 ; B(3,2)=-h_{c_1} \times \frac{S_{PNH}}{S_{a2}}$$

$$B(3,3) = \frac{m_a \times C_{p_a}}{S_{a2}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c1} \frac{S_{PNH}}{S_{a2}} + h_{c2} \frac{S_{PIPL}}{S_{a2}} + h_{c3} \frac{S_{PSI}}{S_{a2}} + h_{c4} \frac{S_{PFPL}}{S_{a2}} + h_{c5} \frac{S_{PEI}}{S_{a2}} + h_{c6} \frac{S_{PWI}}{S_{a2}}$$

$$B(3,4) = -h_{c2} \frac{S_{PIPL}}{S_{a2}} ; B(3,5) = -h_{c3} \frac{S_{PSI}}{S_{a2}} ; B(3,6) = -h_{c5} \frac{S_{PEI}}{S_{a2}} ; B(3,7) = -h_{c6} \frac{S_{PWI}}{S_{a2}} ; B(3,8) = 0 ;$$

$$B(3,9) = 0 ; B(3,10) = 0$$

$$Y3 = \frac{m_a \times C_{p_a}}{S_{a2}} \times \frac{T_{a1}^t}{\Delta t} + h_{c4} \frac{S_{PFPL}}{S_{a2}} \times T_{PFPL}^t$$

4- Paroi intérieure du plancher de l'habitat

$$B(4,1) = 0 ; B(4,2) = -h_{r_{PIPL,PNI}} ; B(4,3) = -h_{c_{air}}$$

$$B(4,4) = \frac{m_{PPL} \times C_{p_{PPL}}}{S_{PPL}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{air}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{PIPL,PSI}} + h_{r_{PIPL,PFPL}} + h_{r_{PIPL,PNI}} + h_{r_{PIPL,PEI}} + h_{r_{PIPL,PWI}}$$

$$B(4,5) = -h_{r_{PIPL,PSI}} ; B(4,6) = -h_{r_{PIPL,PEI}} ; B(4,7) = -h_{r_{PIPL,PWI}} ; B(4,8) = 0 ; B(4,9) = 0 ;$$

$$B(4,10) = 0$$

$$Y4 = \frac{m_{PPL} \times C_{p_{PPL}}}{S_{PPL}} \times \frac{T_{PIPL}^t}{\Delta t} + \frac{\lambda}{e} \times T_{SPL}^t + h_{r_{PIPL,PFPL}} \times T_{PFPL}^t$$

5- Paroi sud intérieure habitat

$$B(5,1) = 0 ; B(5,2) = -h_{r_{PSI,PNI}} ; B(5,3) = -h_{c_{air}} ; B(5,4) = -h_{r_{PSI,PIPL}} ;$$

$$B(5,5) = \frac{m_{PSH} \times C_{p_{PSH}}}{S_{PSH}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{air}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{PSI,PIPL}} + h_{r_{PSI,PNI}} + h_{r_{PSI,PEI}} + h_{r_{PSI,PWI}} + h_{r_{PSI,PFPL}}$$

$$B(5,6) = -h_{r_{PSI,PEI}} ; B(5,7) = -h_{r_{PSI,PWI}} ; B(5,8) = 0 ; B(5,9) = -\frac{\lambda}{e} ; B(5,10) = 0$$

$$Y5 = \frac{m_{PSH} \times C_{p_{PSH}}}{S_{PSH}} \times \frac{T_{PSI}^t}{\Delta t} + h_{r_{PSI,PFPL}} \times T_{PFPL}^t$$

6- Paroi est intérieure habitat

$$B(6,1) = 0 ; B(6,2) = -h_{r_{PEI,PNI}} ; B(6,3) = -h_{c_{air}} ; B(6,4) = -h_{r_{PEI,PIPL}} ; B(6,5) = -h_{r_{PEI,PSI}}$$

$$B(6,6) = \frac{m_{PEH} \times C_{p_{PEH}}}{S_{PEH}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{air}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{PEI,PIPL}} + h_{r_{PEI,PNI}} + h_{r_{PEI,PWI}} + h_{r_{PEI,PSI}} + h_{r_{PEI,PFPL}}$$

$$B(6,7) = -h_{r_{PEI,PWI}} ; B(6,8) = -\frac{\lambda}{e} ; B(6,9)=0 ; B(6,10)=0$$

$$Y6 = \frac{m_{PEH} \times C_p_{PEH}}{S_{PEH}} \times \frac{T_{PEI}^t}{\Delta t} + h_{r_{PEI,PFPL}} \times T_{PFPL}^t$$

7- Paroi ouest intérieure habitat

$$B(7,1)=0 ; B(7,2) = -h_{r_{PWI,PNI}} ; B(7,3) = -h_{c_{air}} ; B(7,4) = -h_{r_{PWI,PIPL}} ;$$

$$B(7,5) = -h_{r_{PWI,PSI}} ; B(7,6) = -h_{r_{PWI,PEI}} ;$$

$$B(7,7) = \frac{m_{PWH} \times C_p_{PWH}}{S_{PWH}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{air}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{PWI,PIPL}} + h_{r_{PWI,PNI}} + h_{r_{PWI,PEI}} + h_{r_{PWI,PSI}} +$$

$$h_{r_{PWI,PFPL}} ; B(7,8)=0 ; B(7,9)=0 ; B(7,10) = -\frac{\lambda}{e}$$

$$Y7 = \frac{m_{PWH} \times C_p_{PWH}}{S_{PWH}} \times \frac{T_{PWI}^t}{\Delta t} + h_{r_{PWI,PFPL}} \times T_{PFPL}^t$$

8- Paroi est extérieure habitat

$$B(8,1)=0 ; B(8,2)=0 ; B(8,3)=0 ; B(8,4)=0 ; B(8,5)=0 ; B(8,6) = -\frac{\lambda}{e} ; B(8,7)=0$$

$$B(8,8) = \frac{m_{PEH} \times C_p_{PEH}}{S_{PEH}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{ex}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{vc,PEE}} + h_{r_{sol,PEE}} ; B(8,9)=0 ; B(8,10)=0$$

$$Y8 = \frac{m_{PEH} \times C_p_{PEH}}{S_{PEH}} \times \frac{T_{PEE}^t}{\Delta t} + h_{c_{ex}} \times T_{a1}^t + h_{r_{vc,PEE}} \times T_{vc}^t + h_{r_{sol,PEE}} \times T_{sol}^t + \alpha_{PEH} \times \varphi$$

9- Paroi sud extérieure habitat

$$B(9,1)=0 ; B(9,2)=0 ; B(9,3)=0 ; B(9,4)=0 ; B(9,5) = -\frac{\lambda}{e} ; B(9,6)=0 ; B(9,7)=0 ; B(9,8)=0$$

$$B(9,9) = \frac{m_{PSH} \times C_p_{PSH}}{S_{PSH}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{ex}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{vc,PSE}} + h_{r_{sol,PSE}} ; B(9,10)=0$$

$$Y9 = \frac{m_{PSH} \times C_p_{PSH}}{S_{PSH}} \times \frac{T_{PSE}^t}{\Delta t} + h_{c_{ex}} \times T_{a1}^t + h_{r_{vc,PSE}} \times T_{vc}^t + h_{r_{sol,PSE}} \times T_{sol}^t + \alpha_{PSH} \times \varphi$$

10- Paroi ouest extérieure habitat

$$B(10,1)=0 ; B(10,2)=0 ; B(10,3)=0 ; B(10,4)=0 ; B(10,5)=0 ; B(10,6)=0 ; B(10,7) = -\frac{\lambda}{e} ;$$

$$B(10,8)=0 ; B(10,9)=0$$

$$B(10,10) = \frac{m_{PWH} \times C_p_{PWH}}{S_{PWH}} \times \frac{1}{\Delta t} + h_{c_{ex}} + \frac{\lambda}{e} + h_{r_{vc,PWE}} + h_{r_{sol,PWE}}$$

$$Y_{10} = \frac{m_{PWH} \times C_{p_{PWH}}}{S_{PWH}} \times \frac{T_{PWE}^t}{\Delta t} + h_{c_{ex}} \times T_{a1}^t + h_{r_{vc,PWE}} \times T_{vc}^t + h_{r_{sol,PWE}} + \alpha_{PWH} \times \varphi$$

Résumé

Cette recherche est basée sur une étude numérique de performances thermiques d'un habitat bioclimatique. Dans cette étude, nous avons considérés deux habitats bioclimatiques, l'un concernant un habitat classique de toiture en tôles d'aluminium, de faux plafond en laine de bois et le second, un habitat intégrant du panneau de MCP qui sépare la toiture en tuiles transparentes de l'enceinte parallélépipédique. Les équations de transfert de chaleur dans l'habitat sont basées sur la méthode nodale et sont déduites d'un bilan thermique établi pour les différents composants de l'habitat. Les transferts de chaleur dans l'unité de stockage sont axées sur la méthode enthalpique et purement conductif. Elles sont résolues par une méthode implicite aux différences finies et les algorithmes de Gauss et de Thomas. Nous avons analysé l'influence de certains paramètres tels que : le flux solaire, l'épaisseur du mur, la température maximale et minimale, et le taux de renouvellement d'air sur les distributions de températures des composants de l'habitat et de l'unité de stockage, les efficacités thermiques de stockage et de déstockage de l'unité de stockage. Une modélisation des phénomènes de transfert de chaleur dans l'habitat et dans l'unité de stockage est présentée, complétée par une simulation du fonctionnement du système basée sur les notions de journée type à travers les données météorologiques de la région de Ouagadougou et terminé par une analyse technico-économique.

Mots clés : Performances thermiques, MCP, habitat bioclimatique, stockage de chaleur

Abstract

This research is based on a numerical study of thermal performances of a bioclimatic habitat. In this study, we considered two bioclimatic habitats, one concerning a conventional aluminum roofing habitat, wood-wool false ceilings, and the second, a habitat incorporating a MCP panel that separates the roof into tiles transparent parallelepipedic enclosure. The heat transfer equations in the habitat are based on the nodal method and are deduced from a heat balance established for the different components of the habitat. The heat transfers in the storage unit are focused on the enthalpy and purely conductive method. They are solved by an implicit finite difference method and the Gauss and Thomas algorithms. We analyzed the influence of certain parameters such as: solar flux, wall thickness, maximum and minimum temperature, and the rate of air exchange on the temperature distributions of the components of the habitat and water. Storage unit, the thermal efficiencies of storage and retrieval of the storage unit. A modeling of the heat transfer phenomena in the habitat and in the storage unit is presented, completed by a simulation of the functioning of the system based on the notions of typical day through the meteorological data of the region of Ouagadougou and ended by a technical and economic analysis.

Keywords : Thermal performance, PCM, bioclimatic habitat, heat storage