



HAL
open science

Étude numérique de la climatisation passive d'un local par une boucle thermosiphon diphasique

Abdoulaye I Diallo

► **To cite this version:**

Abdoulaye I Diallo. Étude numérique de la climatisation passive d'un local par une boucle thermosiphon diphasique. Thermique [physics.class-ph]. Université de Perpignan; Université Gamal Abdel Nasser (Conakry), 2023. Français. NNT : 2023PERP0002 . tel-04055315

HAL Id: tel-04055315

<https://theses.hal.science/tel-04055315>

Submitted on 2 Apr 2023

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 :
Sciences Ingénieur

Présentée par
Abdoulaye I DIALLO

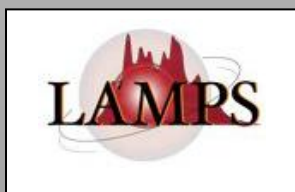
TITRE DE LA THESE

**Etude numérique de la climatisation passive d'un
local par une boucle thermosiphon diphasique**

Soutenue le 23 février 2023 devant le jury composé de

M. Xavier CHESNEAU, MCF HDR, Université de Perpignan Via Domitia
M. Idrissa DIABY, Professeur, Université Gamal Abdel Nasser de Conakry
M. Driss STITOU, Ingénieur HDR, Université de Perpignan Via Domitia
M. Georges ZISSIS, Professeur, Université Toulouse III Paul Sabatier
M. Binko Mamady TOURE, Professeur, Université de N'Zérékoré
M. Cellou KANTE, Professeur, Université Mercure International

Directeur
Co-directeur
Examineur
Rapporteur
Examineur
Rapporteur



Dédicaces

Je dédie ce travail à :

Mon défunt père Mamadou Oury ;

Ma mère Fatimatou DIALLO ;

Mon épouse Fatoumata Binta DIALLO ;

Mes enfants : Fatimatou et Mamadou Lamarana ;

Tous mes frères, sœurs et amis.

Remerciements

C'est dans le cadre d'une convention en cotutelle de thèse entre les Universités de Perpignan Via Domitia (France) et Gamal Abdel Nasser (Guinée) que le travail a été mené. Il a été réalisé au sein du Laboratoire de Modélisation Pluridisciplinaire et Simulations (LAMPS) et le Laboratoire d'Enseignement et de Recherche en Energétique Appliquée (LEREA). Ce travail de mémoire n'aurait jamais pu voir le jour sans le soutien des institutions et des personnes auxquelles, je souhaite exprimer mes sincères reconnaissances. J'adresse mes chaleureux remerciements :

A l'Ambassade de France en Guinée par le biais du Gouvernement Français à travers le Ministère des Affaires Etrangères d'avoir contribué aux financements de mes recherches.

A Monsieur Xavier CHESNAU MCF/HDR, directeur de thèse et Professeur Idrissa DIABY, co-directeur de thèse pour avoir encadré mes travaux. Leur disponibilité, encouragement et conseils avisés ont permis à l'aboutissement de ce travail. Ils m'ont fait profiter de leur expérience et de leur rigueur durant ces trois années, ce fut un grand plaisir de travailler avec vous. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma plus profonde gratitude et de mon admiration pour ces qualités.

L'ensemble du jury de soutenance, qui a bien voulu consacrer une partie de leur temps pour juger ce travail.

A Monsieur Belkacem ZEGHMATI, Professeur Titulaire à l'Université de Perpignan pour son accueil et ses orientations. Ainsi que tout le personnel du LAMPS, particulièrement à Joëlle, Michel et Sylvia pour leur encouragement, leur soutien et qualités humaines.

A toute ma famille, mes amis et l'ensemble des enseignants de l'Institut de Telico pour leurs encouragements. Soyez tous honorés.

Résumé

Ce travail de thèse porte sur la modélisation des transferts de chaleur d'un habitat équipé d'une boucle thermosiphon diphasique. Le système de climatisation fonctionne passivement sans pompage du fluide caloporteur. Ce dispositif est composé d'un évaporateur, d'un condenseur et deux lignes de connexion (le riser et le downcomer). L'évaporateur est disposé dans le local à climatiser et le condenseur à l'extérieur de ce local. La modélisation des transferts de chaleur se base sur la méthode nodale. Les équations bilan sont établies grâce aux analogies qui existent entre les transferts thermiques et électriques. La résolution et la discrétisation des équations sont faites par la méthode implicite aux différences finies à l'aide des algorithmes de Gauss et de Thomas. Le refroidissement de l'air interne s'effectue par convection grâce à un couplage entre l'air dans le local et la surface de l'évaporateur par une méthode dite « connexion ». Le fonctionnement du modèle physique est simulé pour une journée type du mois de mars de la ville de Mamou. Les résultats présentés pour un habitat sans et avec l'unité de climatisation montrent la faisabilité d'un tel système dans la climatisation de l'habitat dans les zones dépourvues d'une source d'énergie conventionnelle. La variation des paramètres montre également leur influence sur la température de l'air dans l'habitat avec et sans climatiseur. L'étude économique sur la boucle thermosiphon diphasique donne un faible coût d'investissement par rapport à un climatiseur classique « mono split ».

Mots clés : Modélisation, Transfert thermique, climatisation passive, boucle thermosiphon.

Abstract

This thesis deals with the modelling of heat transfer in a house equipped with a two-phase thermosiphon loop. The air conditioning system operates passively without pumping the heat transfer fluid. This system is composed of an evaporator, a condenser and two connection lines (riser and downcomer). The evaporator is placed in the room to be air-conditioned and the condenser outside this room. The modelling of the heat transfers is based on the nodal method. The balance equations are established thanks to the analogies that exist between thermal and electrical transfers. The resolution and discretization of the equations are done by the implicit finite difference method using the Gauss and Thomas algorithms. The cooling of the internal air is done by convection thanks to a coupling between the air in the room and the surface of the evaporator by a method called "connection". The operation of the physical model is simulated for a typical day in March in the city of Mamou. The results presented for a habitat without and with the air-conditioning unit show the feasibility of such a system in the air-conditioning of the habitat in areas without a conventional energy source. The variation of the parameters also shows their influence on the air temperature in the house with and without the air conditioner. The economic study on the house equipped with the two-phase thermosiphon loop shows a low investment cost compared to a house with a conventional "single split" air conditioner.

Keywords: Modelling, Heat Transfer, passive cooling, thermosiphon loop.

Sommaire

Dédicaces	ii
Remerciements	iii
Résumé	iv
Abstract	v
Sommaire	vi
Liste des figures	x
Liste des tableaux	xiv
Nomenclature	xv
Introduction Générale.....	1
Chapitre 1 : Etude bibliographique de la climatisation passive de l'habitat par une boucle thermosiphon.....	5
1.1 Introduction	5
1.2 Contexte et Objectif.....	5
1.3 Situation énergétique de la Guinée	6
1.4 Coefficient de performance (COP).....	8
1.5 Conditions climatiques de la Guinée	8
1.5.1 Durée moyenne du jour.....	9
1.5.2 Conditions climatiques de la zone d'études.....	10
1.5.2.1 Températures	11
1.5.2.2 Ensoleillement	12
1.5.2.3 Humidité relative.....	12
1.6 Techniques de refroidissement passif de bâtiments	13
1.6.1 Refroidissement par évaporation	13
1.6.1.1 Refroidissement par évaporation directe.....	13
1.6.1.2 Refroidissement par évaporation indirecte.....	16
1.6.2 Refroidissement par matériaux à changement de phase	17
1.6.3 Refroidissement par boucle thermosiphon diphasique	20

1.6.4 Refroidissement par ventilation naturelle ou convection.....	24
1.6.5 Refroidissement radiatif	26
1.6.6 Refroidissement par la géothermie	29
1.7 Conclusion.....	35
Chapitre 2 : Modélisation des transferts de chaleur d'un habitat équipé d'une boucle thermosiphon diphasique.....	38
2.1 Introduction	38
2.2 Description du modèle physique	38
2.3 Principe de fonctionnement.....	40
2.4 Formulation mathématique du modèle physique.....	41
2.4.1 Hypothèses simplificatrices	41
2.4.2 Equation de base	42
2.4.3 Equations de bilan des transferts de chaleur sur le modèle d'habitat et la boucle de climatisation.....	43
2.4.3.1 Equations de bilan des transferts au niveau de la boucle thermosiphon	43
2.4.3.1.1 Bilan au niveau de l'évaporateur	44
2.4.3.1.2 Bilan des transferts de chaleur et de matière au niveau du riser.....	48
2.4.3.1.3 Bilan de transfert de chaleur au niveau du condenseur	51
2.4.3.1.4 Bilan de transfert de chaleur au downcomer	53
2.4.3.2 Equations de bilan de transferts au niveau de l'habitat.....	55
2.4.3.2.1 Equations de bilan au niveau de la toiture	55
2.4.3.2.2 Equations des transferts de chaleur au niveau de la partie habitable.....	63
2.5 Détermination des coefficients de transferts de chaleur utilisés dans la résolution	70
2.5.1 Coefficients de transfert de chaleur par conduction.....	71
2.5.2 Coefficients d'échange de chaleur par convection	71
2.5.3 Coefficient d'échange par renouvellement d'air.....	74
2.5.4 Coefficients de transferts de chaleur par rayonnement.....	74
2.6 Coefficient de performance de la boucle thermosiphon.....	76

2.7	Méthode de discrétisation et de résolution numérique des équations	76
2.7.1	Discrétisation des équations.....	76
2.7.2	Méthode de résolution numérique des équations.....	77
2.8	Méthode de couplage.....	78
2.9	Organigramme du programme de résolution des équations bilans.....	78
2.10	Conclusion.....	80
Chapitre 3 : Résultats et discussions		82
3.1	Introduction	82
3.2	Résultats de simulation du Système de climatisation.....	82
3.2.1	Paramètres de simulation	82
3.2.2	Etude paramétrique du modèle de la boucle	83
3.2.3	Influence des paramètres sur les profils des températures de la boucle.....	87
3.3	Résultats de simulation de l'habitat sans la boucle thermosiphon	91
3.3.1	Conditions climatiques.....	91
3.3.2	Paramètres de simulation de l'habitat	94
3.3.3	Etude paramétrique du modèle de l'habitat	95
3.3.4	Influence des paramètres sur les profils des températures de l'habitat sans la boucle	101
3.4	Résultats de simulation de l'habitat équipé de la boucle diphasique	114
3.5	Influence des paramètres sur la température de l'air de l'habitat équipé de la boucle .	119
3.6	Conclusion.....	124
Chapitre 4 : Etude économique		127
4.1	Introduction	127
4.2	Rappels sur quelques notions d'économie.....	127
4.2.1	Facteur d'actualisation	127
4.2.2	Estimation du coût total annuel d'investissement.....	128
4.2.2.1	Coût d'investissement annuel du système de climatisation.....	128
4.2.2.2	Coût d'exploitation et d'entretien	129

4.2.2.3 Coût annuel de l'électricité	129
4.2.2.4 Coût annuel des émissions de CO2	129
4.2.2.5 Retour sur investissement.....	130
4.3 Analyse économique des systèmes de refroidissement	130
4.3.1 Actualisation du coût initial	131
4.3.2 Détermination du coût total annuel de l'investissement	132
4.3.2.1 Système de climatisation classique « monosplit »	132
4.3.2.2 Système de climatisation par une boucle thermosiphon	132
4.4 Conclusion	133
Conclusion générale et perspectives.....	135
Références bibliographiques	138
Annexe A : Modélisation des flux solaires arrivant sur les surfaces extérieures du bâtiment	147
Annexe B : Propriétés thermophysiques du méthanol	155
Annexe C : Facteurs de formes géométriques.....	156
Annexe D : Coefficients des matrices	159
Annexe E : Modèle physique du Bâtiment.....	173
Annexe F : Publication	174

Liste des figures

Figure 1.1: Le mix énergétique (a), Consommation finale par source d'énergie (b) et par secteurs (c) [5].....	8
Figure 1.2: Températures moyennes du jour et nuit [13].....	9
Figure 1.3: Durée moyenne mensuelle du jour [13].....	9
Figure 1.4: Présentation de la préfecture de Mamou.....	11
Figure 1.5: Températures moyennes mensuelles diurnes et nocturnes de Mamou [15].	12
Figure 1.6: Heures d'ensoleillement moyennes mensuelles [15].....	12
Figure 1.7: Humidité relative moyenne mensuelle de l'air en (%) de Mamou [15].	13
Figure 1.8: Schéma d'un refroidisseur direct par évaporation [19].	14
Figure 1.9: Schéma d'un mur de refroidissement passif par évaporation d'eau [21].	15
Figure 1.10: Schéma d'un refroidisseur par évaporation indirecte [19].	16
Figure 1.11: Refroidissement par matériaux à changement de phase : (a) MCP à l'état liquide et poudre [24] ; (b) exemple d'application du MCP dans le transport du sang [25].....	17
Figure 1.12: Refroidissement par échangeur de chaleur MCP [26].	18
Figure 1.13: Mur bicouches solide et MCP [27].....	19
Figure 1.14: Echangeur de chaleur MCP intégré au système de réfrigération [30].	20
Figure 1.15: Schéma d'une boucle thermosiphon diphasique [33].....	21
Figure 1.16: Armoire de télécommunication équipée de la boucle diphasique [40].....	23
Figure 1.17: Refroidissement par ventilation naturelle [42] : (a)-effet de flottabilité ; (b)-par cheminée.....	24
Figure 1.18: Panneau du refroidissement radiatif nocturne [47].....	27
Figure 1.19: Refroidissement par la géothermie : (a) échangeur de chaleur terre-air horizontal ouvert [59] [60] et (b) échangeur de chaleur eau-sol vertical fermé [57].	30
Figure 2.1 : Modèle physique de l'habitat équipé de la boucle de climatisation.	39
Figure 2.2 : Différents modes de transferts de chaleur dans l'habitat.....	41
Figure 2.3 : Schéma de la boucle thermosiphon diphasique.....	43
Figure 2.4 : Les différents modes de transfert de chaleur à l'évaporateur.	44
Figure 2.5 : Les différents modes de transfert de chaleur au riser.	49
Figure 2.6 : Les différents modes de transfert de chaleur au condenseur.	51
Figure 2.7 : Les différents modes de transfert de chaleur au downcomer.....	54
Figure 2.8 : Les différents modes de transfert de chaleur au sein de la toiture.....	56
Figure 2.9 : Les différents modes de transfert de chaleur au sein de l'habitat.....	63

Figure 2.10 : Structure de la résolution numérique du système.	79
Figure 3.1: Etude paramétrique de la boucle.....	83
Figure 3.2: Evolution de la température sur les parois, de la masse évaporée et du débit à l'évaporateur.....	85
Figure 3.3: Evolution de la température sur les parois, de la masse condensée et du débit au condenseur.....	86
Figure 3.4: Vitesse de l'écoulement de fluide dans le riser et le downcomer.....	87
Figure 3.5: Influence de la variation du flux solaire sur l'évolution de la température sur les parois du condenseur.....	88
Figure 3.6: Influence de la variation de surface sur l'évolution de la température du fluide à l'évaporateur.....	89
Figure 3.7: Influence de la température d'évaporation sur le COPth et la puissance pour la production de froid avec $T_{cd}=29\text{ }^{\circ}\text{C}$	90
Figure 3.8: Influence de la température de condensation sur le COPth et la puissance de production de froid avec $T_{ev}=2\text{ }^{\circ}\text{C}$	91
Figure 3.9: Evolution du flux solaire global horizontal et la température ambiante.....	92
Figure 3.10: Evolution de la densité de flux solaire incident au niveau de la toiture.	93
Figure 3.11: Evolution de la densité des flux solaires incidents sur les différentes faces des murs verticaux de l'habitat.....	94
Figure 3.12: Etude paramétrique du modèle d'habitat.....	95
Figure 3.13: Profil de la température sur la toiture extérieure, le plancher et le plafond inférieur de l'habitat.....	96
Figure 3.14: Evolution des températures de l'air intérieur du comble et dans l'habitat.	97
Figure 3.15: Evolution de la température sur les faces supérieure et inférieure du faux plafond.....	98
Figure 3.16: Profils de températures sur les parois externe et interne du mur Est.....	99
Figure 3.17: Profils de températures sur les parois externe et interne du mur Ouest.....	99
Figure 3.18: Profils de températures sur les parois externe et interne du mur Sud.....	100
Figure 3.19: Profils de températures sur les parois externe et interne du mur Nord.....	101
Figure 3.20: Influence de la variation du flux solaire sur la température de l'air interne de l'habitat.....	102
Figure 3.21: Influence de la variation du flux solaire sur la température de l'air interne du comble.....	103

Figure 3.22: Influence de la variation du flux solaire sur la température intérieure du mur Est.	104
Figure 3.23: Influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air intérieur de l'habitat.	105
Figure 3.24: Influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air intérieur de la toiture.	106
Figure 3.25: Influence de la variation de la température maximale sur la température intérieure du mur Est.	107
Figure 3.26: Influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air intérieur de l'habitat.	108
Figure 3.27: Influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air intérieur de la toiture.	109
Figure 3.28: Influence de la variation de la température minimale sur la température intérieure du mur Est.	110
Figure 3.29: Influence de la variation de l'épaisseur sur la température de l'air intérieur de l'habitat.....	111
Figure 3.30: Influence de la variation de l'épaisseur sur la température intérieure du mur Est.	112
Figure 3.31: Influence du taux de renouvellement d'air sur la température de l'air intérieur de l'habitat.....	113
Figure 3.32: Influence de la variation du taux de renouvellement d'air sur la température intérieure du mur Est.	114
Figure 3.33: Evolution de la température de l'air intérieur de l'habitat avec et sans système de climatisation.	115
Figure 3.34: Profil des températures sur les parois verticales internes du local avec et sans climatiseur.	116
Figure 3.35: Profil des températures sur les parois horizontales internes du local avec et sans climatiseur.	117
Figure 3.36: Evolution de température sur les parois de l'évaporateur avec et sans habitat..	118
Figure 3.37: Evolution de la température sur les parois du condenseur.....	119
Figure 3.38: Evolution de la masse et du débit au condenseur et à l'évaporateur.	119
Figure 3.39: Effet de la variation de l'épaisseur du mur sur la température de l'air intérieur de l'habitat avec climatiseur.	120

Figure 3.40: Effet de la variation du taux de renouvellement d'air sur la température de l'air du local équipé du climatiseur..... 121

Figure 3.41: Influence de la variation du flux solaire sur la température de l'air intérieur du local équipé du climatiseur..... 122

Figure 3.42: Influence de la température maximale sur la température de l'air du local équipé du climatiseur. 123

Figure 3.43: Influence de la température minimale sur la température de l'air du local équipé du climatiseur. 123

Figure 3.44: Influence de la surface de l'évaporateur sur la température de l'air du local... 124

Liste des tableaux

Tableau 1.1: Avantages et inconvénients des systèmes passifs.	35
Tableau 2.1 : Propriétés thermo-physiques des matériaux.....	40
Tableau 2.2 : Volumes de diffusion dans la corrélation de Fuller-Schettler-Giddings [74]. ...	48
Tableau 3.1 : Paramètres de simulation du climatiseur.....	83
Tableau 3.2 : Paramètres de simulation de l'habitat.	95
Tableau 4.1 : Paramètres d'entrées économiques.	131
Tableau 4.2 : Coût annuel total d'investissement sur un climatiseur classique.	132
Tableau 4.3 : Coût annuel total d'investissement sur la boucle de climatisation.....	132

Nomenclature

<i>Symbole</i>	<i>Définition</i>	<i>Unité</i>
C	Coût	USD
C_a	Coût d'achat	USD
C_I	Coût d'installation	USD
C_{MO}	Coût horaire d'exploitation et d'entretien	USD
C_{unit, gaz}	Coût d'un kilogramme du fluide	USD
C_{unit, élect}	Coût d'un kilowattheure	USD
C_{unit, CO2}	Coût unitaire des émissions du CO ₂	USD
CE_{CO2}	Quantité de CO ₂ émis par an	kg
COP_{th}	Coefficient de performance thermique	-
c_p	Capacité calorifique massique	J/kg.K
d	Diamètre	m
DFS	Densité de flux solaire absorbé par le matériau (i)	W/m ²
E_{élect}	Quantité d'électricité consommée par an	kWh
h_{fg}	Chaleur latente de vaporisation	J/kg
h_c	Coefficient de transfert de chaleur par convection	W/m ² K
hr	Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement	W/m ² K
i_f	Taux d'inflation	%
L	Longueur caractéristique	m
Le	Nombre de Lewis	-
M	Masse molaire	g/mol
M_{gaz}	Quantité du fluide utilisé par an	kg
m	Masse	kg
ṁ	Débit massique	kg/s
N	Durée de vie ou durée d'emprunt	Année
Nu	Nombre de Nusselt	-
P	Pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	-
P_{wF}	Facteur d'actualisation	-
Ra	Nombre de Rayleigh	-
ROI	Retour sur investissement	Année
S	Aire de la surface	m ²
Sc	Nombre de Schmidt	-
Sh	Nombre de Sherwood	-
T	Température	K
U	Vitesse	m/s
V	Volume	m ³
w	Fraction massique	
Δx	Pas de longueur	m

Symboles Grecs

<i>Symbole</i>	<i>Définition</i>	<i>Unité</i>
α	Coefficient d'absorptivité	—
β	Coefficient de dilatation	K^{-1}
ε	Emissivité	—
η	Nombre d'heures	heures
λ	Conductivité thermique	$W/m.K$
μ	Viscosité dynamique	$kg/m.s$
ρ	Masse volumique	kg/m^3
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	Wm^2K^{-4}
ϕ_{ra}	Flux d'échange par renouvellement d'air	J/h
Φ_i	Source ou puits de chaleur	W/m^2

Indices

<i>Symbole</i>	<i>Définition</i>	<i>Symbole</i>	<i>Définition</i>
<i>a</i>	Ambiance	<i>pse</i>	Paroi sud extérieur
<i>an, clim</i>	Annuel du climatiseur	<i>pfps</i>	Paroi du faux-plafond supérieur
<i>an, maint</i>	Annuel de maintenance	<i>pfpi</i>	Paroi du faux-plafond inférieur
<i>ai</i>	Air	<i>pne</i>	Paroi nord extérieur
<i>aic</i>	Air comble	<i>pni</i>	Paroi nord intérieur
<i>c</i>	Condenseur	<i>psi</i>	Paroi sud intérieur
<i>e</i>	Evaporateur	<i>pipl</i>	Paroi intérieure du plancher
<i>élect</i>	Electricité	<i>pEce</i>	Paroi Est du comble extérieur
<i>fe</i>	Fluide caloporteur au niveau de l'évaporateur	<i>pEci</i>	Paroi Est du comble intérieur
<i>fc</i>	Fluide caloporteur au niveau du condenseur	<i>pOci</i>	Paroi Ouest du comble intérieur
<i>gaz</i>	Réfrigérant	<i>pOce</i>	Paroi Ouest du comble extérieure
<i>heure, main</i>	Heure de maintenance	<i>pipl</i>	Paroi intérieure du plancher
<i>l</i>	Liquide	<i>pl</i>	Plancher
<i>M</i>	Mur	<i>te</i>	Toiture extérieure
<i>psce</i>	Paroi Sud du comble extérieure	<i>ti</i>	Toiture intérieure
<i>psci</i>	Paroi sud du comble intérieur	<i>v</i>	Vapeur

BTC : Briques de Terre Cuite

Introduction générale

Introduction Générale

Au cours de ces dernières années, la tendance à une demande croissante de la climatisation, en particulier dans les bâtiments, a été observée dans de nombreux pays. Cette demande est entraînée par une augmentation importante de la température intérieure des locaux due aux gains solaires, le réchauffement climatique et l'effet d'îlot de chaleur combinés à une mauvaise conception des bâtiments [1]. Selon les Nations Unies, l'objectif de l'Accord de Paris, adopté en 2015, est d'intensifier la réponse planétaire à la menace des changements climatiques en maintenant l'augmentation de la température mondiale bien en dessous de 2 °C au-dessus des niveaux préindustriels [2]. L'année 2019 est marquée par des chaleurs exceptionnelles et devient la deuxième année la plus chaude de l'histoire avec des phénomènes météorologiques les plus extrêmes. Elle atteint ainsi de nouveaux records en matière d'émission de CO₂ et d'autres gaz à effet de serre dans l'atmosphère. Ajouté à cela, le plus souvent ces bâtiments sont mal orientés et sont soumis à ces effets climatiques qui peuvent être très sévères et très difficile à maîtriser. Pourtant, pour maintenir la température d'un local à un niveau de confort acceptable par les occupants, il est nécessaire d'avoir recours à une unité de climatisation. Aujourd'hui, dans la plupart des bâtiments résidentiels, les climatiseurs individuels conventionnels sont les plus utilisés comme appareils de refroidissement par air. Or, ces climatiseurs fonctionnent à base du courant électrique [3]. Cependant, les équipements de chauffage, de la climatisation et de la ventilation sont les principaux composants de la consommation d'énergie électrique dans les bâtiments. Même si les chiffres varient d'un pays à l'autre, il est avancé qu'à l'échelle mondiale, environ 40 % de l'énergie totale du bâtiment est consommée pour les applications de chauffage et du refroidissement dans le secteur résidentiel et commercial [4]. Dans les pays sous développés comme la Guinée, la majeure partie de la population vit dans des maisons inappropriées et surpeuplées parfois avec ou sans électricité pour faire fonctionner une unité de climatisation. La demande en électricité dépasse de loin l'offre en raison de la croissance démographique et le taux d'urbanisation, provoquant ainsi un dysfonctionnement des installations électriques. D'ailleurs, seulement un taux national de 18 %, a accès à l'électricité en Guinée, qui représente parmi les plus faibles taux de la sous-région [5]. Malgré le souci de garantir l'accès de tous à des services énergétiques fiables et modernes, à un coût abordable d'ici 2030 par les Nations Unies, le coût de l'électricité pour le consommateur Guinéen provenant des barrages hydroélectriques récemment réalisés et des centrales électriques conventionnelles à combustibles fossiles continue d'augmenter. Parallèlement, le nombre des jours chauds et le

nombre de personnes souffrant de stress thermique à l'intérieur des locaux font que multipliés dans tout le pays. Par conséquent, il est nécessaire de développer une technique passive de climatisation qui réduit la consommation d'énergie des bâtiments, protège l'environnement et l'écosystème et qui offre un degré de confort satisfaisant. La climatisation par une boucle thermosiphon diphasique est l'une des technologies qui permet d'obtenir une économie d'énergie importante et une réduction des émissions de carbone. Ce système est un dispositif autonome qui fonctionne avec une différence de température. Une boucle de climatisation diphasique est capable de dissiper des grandes puissances thermiques avec une très faible quantité de fluide ce qui est intéressant lorsque le fluide de travail devient coûteux ou néfaste pour l'environnement. En plus de ces avantages, ce système thermosiphon est moins encombrant et son application sous forme de boucle de refroidissement passive offre l'avantage de fonctionner sans aucune pompe mécanique et sans bruit [6][7]. Une boucle de climatisation diphasique est composée principalement d'un évaporateur qui représente la source chaude pour dissiper de la chaleur contenue dans un local et d'un condenseur qui représente la source froide et qui permet de liquéfier le fluide caloporteur. Ces deux composants sont reliés par des conduites : une conduite de vapeur et une conduite de liquide. Afin d'assurer le fonctionnement par gravité, le condenseur doit être placé au-dessus de l'évaporateur [8].

C'est dans le but de concevoir un système efficace de refroidissement passif, que nous nous lançons dans ce mémoire, afin d'étudier numériquement la climatisation passive d'un habitat par une boucle thermosiphon diphasique destinée à un climat tropical sec et humide comme la Guinée. La simulation numérique de l'habitat couplé au système de climatisation est effectuée en utilisant les données météorologiques de la ville de Mamou. Pour mener à bien ce présent travail, le document sera subdivisé en quatre chapitres structurés comme suit :

Le premier chapitre sera destiné à une étude bibliographique sur les techniques de climatisation passive de l'habitat. Il décrit les principes de refroidissement passif, les avantages et les inconvénients pour mieux comprendre leurs fonctionnements et leurs faisabilités dans notre étude.

Le deuxième chapitre sera consacré à la modélisation des transferts de chaleur dans la boucle thermosiphon diphasique et dans l'habitat ainsi que l'estimation du rayonnement solaire. La modélisation des transferts de chaleur sera basée sur la méthode nodale. Les coefficients de transferts de chaleur par convection naturelle dans les composants de la boucle thermosiphon et de l'habitat seront déduits de corrélations semi-empiriques de la littérature. La résolution

numérique des équations de transfert dans ces différents composants sous le langage FORTRAN permettra de déterminer l'influence des paramètres sur la température du milieu à climatiser et également les performances thermiques du système de climatisation.

Le troisième chapitre présente les résultats de la simulation numérique et leurs analyses relatifs à la climatisation du modèle d'habitat en utilisant la boucle thermosiphon diphasique. Dans ce chapitre les résultats de la simulation d'un habitat équipé de la boucle et l'habitat sans la boucle seront confrontés.

Le quatrième et dernier chapitre de notre étude traitera l'analyse économique de l'habitat équipé de la boucle thermosiphon diphasique et un habitat de même dimension muni d'un climatiseur classique (monosplit). Cette étude permettra d'avoir une idée sur le coût de la réalisation de l'habitat muni de la boucle de climatisation par rapport à un habitat utilisant un système classique.

Chapitre 1 : Etude bibliographique de la climatisation passive de l'habitat par une boucle thermosiphon

Chapitre 1 : Etude bibliographique de la climatisation passive de l'habitat par une boucle thermosiphon

1.1 Introduction

Dans ce chapitre, une étude bibliographique sur les techniques passives de refroidissement appliquées dans l'habitat sera menée. Ces techniques de refroidissement passif peuvent aider à maintenir les conditions de confort requises dans les bâtiments avec une faible consommation d'énergie [4]. Par contre, il est évident que le choix d'une technique appropriée pour le refroidissement d'un bâtiment est une tâche difficile et à la fois importante. Généralement, ce choix dépend des conditions climatiques, des contraintes d'espace du bâtiment ainsi que les performances du système. Plusieurs techniques de refroidissement passif pour atteindre le confort souhaité dans les bâtiments existent tels que le refroidissement par une boucle thermosiphon diphasique, par évaporation, par ventilation naturelle, par le ciel, par la terre, radiatif, par les matériaux à changement de phase et par la géothermie. Nous ferons un résumé sur ces différentes approches rencontrées dans la littérature pour comprendre leur applicabilité, obtenir suffisamment d'informations sur leur fonctionnement, les avantages et les inconvénients.

1.2 Contexte et Objectif

En Guinée, dans la plupart des régions comme Mamou, le taux d'urbanisation augmente tous les jours suivi d'une absence de réglementation thermique et énergétique dans ce secteur. Le plus souvent ces bâtiments avec une mauvaise conception architecturale, sont très mal orientés et sont soumis à des effets climatiques très sévères. En plus de ces contraintes, le réchauffement climatique et l'effet d'îlot de chaleur contribue énormément à l'augmentation de la densité de chaleur dans les locaux. Ces facteurs ont pour conséquence, une tendance à augmenter la demande de refroidissement. Parallèlement dans ce pays, la majeure partie de la population vit dans des maisons surpeuplées parfois sans électricité. Pourtant, le refroidissement avec les systèmes actifs nécessite le courant électrique. Actuellement, pour un besoin de refroidissement, la plupart des bâtiments résidentiels utilisent les systèmes actifs. Or, ces systèmes fonctionnent avec des compresseurs mécaniques. Ce qui en fait des principaux contributeurs à la consommation en excès de l'énergie domestique et la destruction de l'environnement. Et pourtant, l'énergie est le principal facteur contribuant au changement climatique, ce qui représente environ 60 % des émissions mondiales de gaz à effet de serre [9]. Cependant, on estime que la majeure partie de l'énergie consommée dans ces bâtiments

pourrait être économisée avec l'utilisation de système de refroidissement passif. Ce qui motive le développement d'un système de refroidissement par une boucle thermosiphon. En effet, l'utilisation de ce système peut entraîner la réduction et le décalage de la charge de pointe en diminuant la fluctuation et maintenir la température des locaux dans une plage confortable même dans les villes dépourvues d'une source d'énergie conventionnelle.

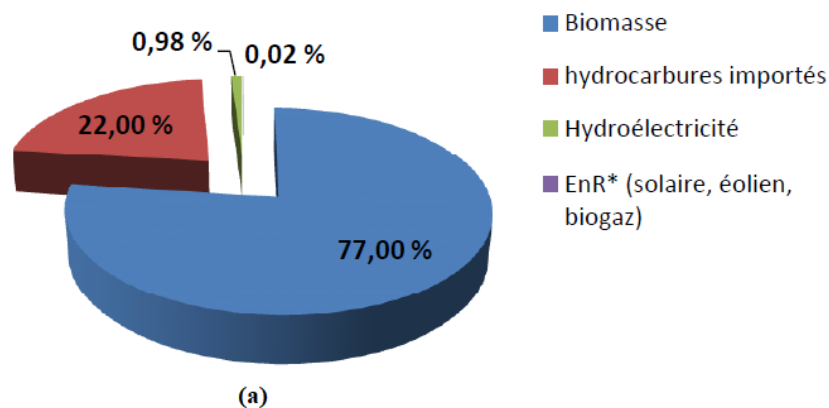
1.3 Situation énergétique de la Guinée

La Guinée est dotée des ressources énergétiques considérables et diversifiées. Elle dispose de :

- Un riche potentiel en hydroélectrique exploitable estimé à environ 6 000 MW pour une énergie annuelle garantie de 19 300 GWh. A ce jour, seulement une puissance de 127,2 MW est installés et exploités, soit environ 2 % de ce potentiel est mis en valeur.
- Un potentiel en énergie renouvelable (solaire et éolien) sous exploité, par manque d'un programme ambitieux d'utilisation de ces ressources. L'irradiation moyenne annuelle est estimée à 4,8 kWh/m²/jour pour une durée quotidienne moyenne de l'ensoleillement variant entre 7 et 10 heures. La moyenne annuelle d'heures d'ensoleillement est comprise entre 2000 heures à Conakry et 2 700 heures à Kankan. Quant au potentiel du gisement éolien, dont la moyenne annuelle de la vitesse du vent varie entre 2 et 4 m/s est favorable uniquement aux applications de pompage [10].
- Un fort potentiel en énergie biomasse estimé à plus de 2 millions de tonnes de matières par an. Ce qui fait 1,5 million de tonnes en combustibles forestiers et 0,5 million en sous-produits et déchets divers (domestiques, agricoles, industriels et agroforesterie).

Malgré ces différents potentiels, le secteur énergétique en Guinée est sous développé. Il se caractérise par une mauvaise desserte et une mauvaise qualité de service due au manque d'investissement et une dégradation progressive des infrastructures électriques. Dans la capitale Guinéenne, seulement 50 % de la demande en électricité est satisfaite. En plus, les ménages raccordés disposent de moins de 12 heures d'électricité par jour destinés à l'éclairage. Ce service est quasi inexistant dans les villes de l'intérieur. Le taux national d'accès à l'électricité est en moyenne 18 % et représente ainsi parmi les plus faibles taux de la sous-région. Le mix énergétique guinéen est composé avec 77 % de biomasse, 22 % d'hydrocarbures importés, environ 1 % d'hydroélectricité et de 0,02 % des énergies nouvelles et renouvelables comme le solaire et l'éolien. L'objectif de l'initiative « Energies Durables

pour Tous à l'horizon 2030 », est de doubler la part des énergies nouvelles et renouvelables dans le mix énergétique et d'arriver à au moins 30 % de part [5]. Il permet d'orienter ce mix énergétique vers des sources à faible émission de carbone par unité d'énergie. Le facteur carbone en 2019 est de 0,29 kg de CO₂ par kWh électrique [11]. La consommation de la biomasse-énergie (bois de feu, charbon de bois et résidus agroforestiers divers) est très importante entraînant ainsi une déforestation énorme et rapide dans le pays. Egalement, la totalité de la consommation d'hydrocarbures est importé ce qui rend la Guinée, un pays dépendant des énergies fossiles qui pèse lourdement sur l'économie nationale. Le bois de chauffe et le charbon de bois constituent les principaux combustibles utilisés pour le besoin de cuisson [5]. Selon le bilan énergétique établi en 2011, la production d'énergie primaire est évaluée à 4 828 ktep dont 98,65 % en biomasse-énergie, 1,31 % en hydroélectricité, 0,04 % en énergies nouvelles et renouvelables (solaire, biogaz, éolien). Par contre, la consommation en énergie brute est estimée à 6 184 kTep pour une consommation finale de 5 300 kTep soit environ 500 kTep par habitant et par an. La consommation finale est prédominée par l'utilisation de la biomasse-énergie qui représente environ 77 % de la consommation brute contre 20 % de produits pétroliers importés et 2 % d'électricité. Le secteur minier est le plus gros consommateur d'énergie (mais auto producteur) qui représente environ 2/3 de la demande nationale. La consommation finale d'énergies conventionnelles (produits pétroliers et électricité) est répartie comme suit : 47 % pour l'industrie minière, 31 % résidentiel/tertiaire et 22 % pour les autres secteurs économiques (agriculture, transport et PME/PMI). Le mix énergétique, la consommation finale d'énergie par source d'énergie et la répartition par secteurs économiques sont illustrés sur la figure 1.1.



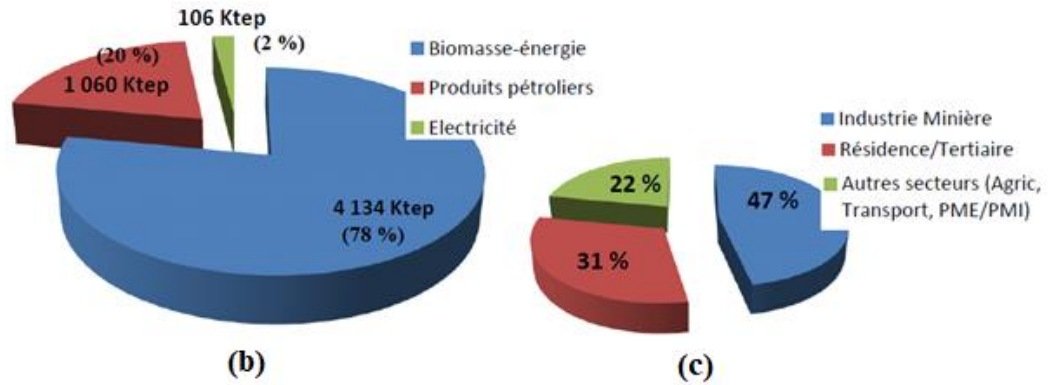


Figure 1.1: Le mix énergétique (a), Consommation finale par source d'énergie (b) et par secteurs (c) [5].

1.4 Coefficient de performance (COP)

Le coefficient de performance, COP, d'une machine frigorifique est défini comme étant le ratio entre la quantité de chaleur produite (Q_{froid}) et le travail fourni pour évacuer cette chaleur (W).

$$COP = \frac{Q_{froid} (kWh)}{W (kWh)}$$

Généralement, le COP est assimilé au rendement. Il mesure l'efficacité énergétique d'un appareil et s'exprime sans unité.

En appliquant la première loi de la thermodynamique, la relation devient :

$$COP = \frac{Q_{froid}}{Q_{chaud} - Q_{froid}}$$

Q_{froid} est la chaleur reçue en kWh.

1.5 Conditions climatiques de la Guinée

La République de Guinée est un pays côtier située en Afrique de l'Ouest, à mi-chemin de l'équateur et du tropique du cancer entre 7°05' et 12° 51' de latitude Nord et 7° 30' et 15° 10' de longitude Ouest [12]. Elle s'étend sur une superficie de 245 857 km² avec 300 km de littoral maritime sur l'Atlantique. En Guinée, comme dans tous les pays équatoriaux, il y a un climat tropical. Selon la saison, les températures maximales journalières moyennes se situent entre 28 °C et 34 °C. La Guinée ne connaît que peu de mois vraiment tropicaux et humide. Elle est brûlante pendant toute l'année. Dans certaines régions du pays, les températures

atteignent 42 °C pendant la journée. Pendant les mois les plus froids, la température descend la nuit jusqu'à 17 °C en moyenne mensuelle selon les régions [13]. Cependant, chacune des quatre régions de la Guinée a un type de climat spécifique. Un climat de type sub-guinéen pour la Basse Guinée, Foutanien (ou tropical) pour la Moyenne Guinée, de type Sud-soudanien pour la Haute Guinée et subéquatorial en Guinée Forestière. La figure 1.2 montre les températures moyennes mensuelles diurnes et nocturnes des 20 dernières années.

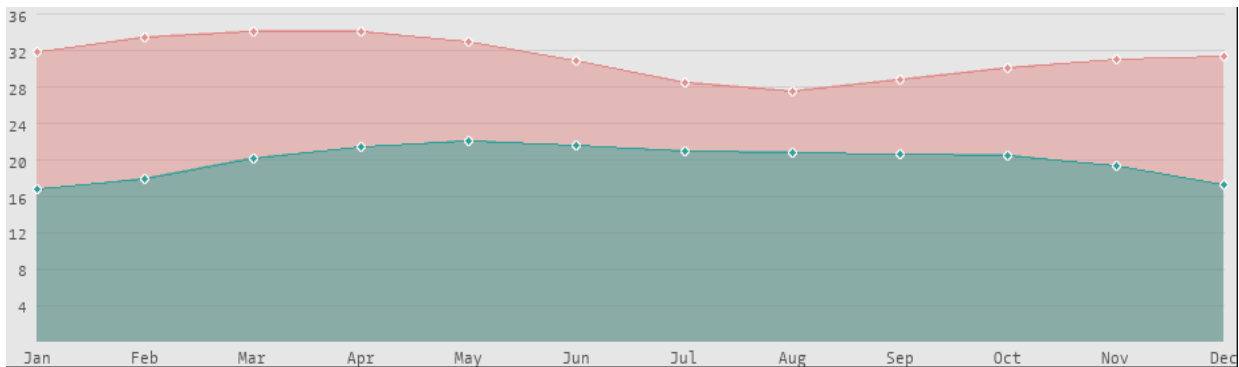


Figure 1.2: Températures moyennes du jour et nuit [13].

1.5.1 Durée moyenne du jour

En Guinée, Le soleil se lève toujours à l'est et se couche à l'ouest. La différence entre le lever et le coucher du soleil est faible tout au long de l'année. Cela s'explique par la proximité de l'équateur. Ainsi, le soleil oscille vers le nord en milieu de l'année et vers le sud en fin de l'année, sans trop s'éloigner. Sur un degré entier de longitude, le lever et le coucher ne sont jamais simultanés compte tenu de la trajectoire du soleil qui est elliptique. La figure 1.3 donne la durée moyenne mensuelle du jour.

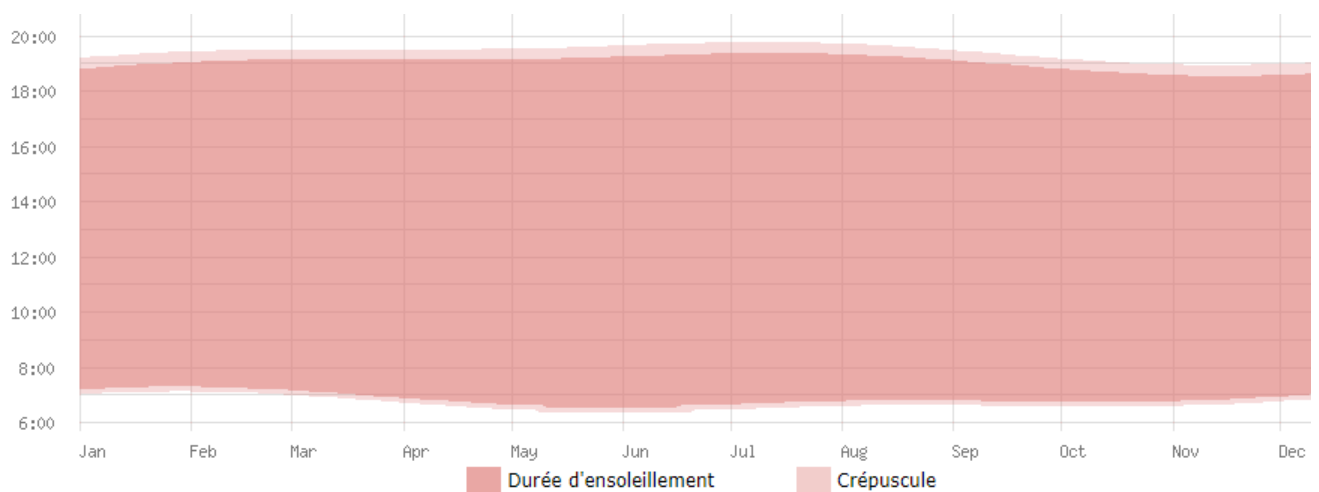


Figure 1.3: Durée moyenne mensuelle du jour [13].

1.5.2 Conditions climatiques de la zone d'études

Mamou, la zone d'études est située à 270 km de la capitale Conakry [14], dans le Sud du massif central du Fouta-Djallon entre 10° 22,53' de latitude Nord et 12° 5,48' de longitude Ouest. La préfecture de Mamou s'étend sur une superficie de 8674,32 km² avec une altitude de 720 m par rapport au niveau de la mer. La commune urbaine est limitée à l'Est par les communes rurales de Soyah et Dounet, à l'ouest par Konkouré, au Nord par celles de Boulliwel et Tolo et au Sud par Konkouré et Soyah (figure 1.4). Le relief et l'altitude au Fouta sont les facteurs essentiels du climat. Comme la moyenne Guinée en général, Mamou à un climat tropical (ou foutanien), caractérisé par une alternance de deux saisons, une saison sèche (de novembre à avril) et une saison pluvieuse (de mai à octobre). L'harmattan se fait sentir en saison sèche et le degré hygrométrique de l'air y tombe facilement au-dessous de 45 %. Les précipitations sont très abondantes avec une pluviosité moyenne annuelle de 2 087 mm [14]. Quant aux vents en dehors de l'harmattan et de la mousson qui sont dominants au sol, le souffle des brises de montagne et de vallée est régulier. Le relief de la Commune urbaine est accidenté, ceci rend le déplacement difficile entre les différents quartiers et districts. La végétation de la commune est très favorisée. Elle est constituée essentiellement de bambous, fromagers, caïlcédrat, baobab et autres. A cela, il faut ajouter une gamme variée d'arbres fruitiers : Manguiers, Avocatiers, Papayers, Agrumes, etc. Il existe également des forêts classées à Tyéwel, Sérè, Koumi, Diarabaka et Tambassa.

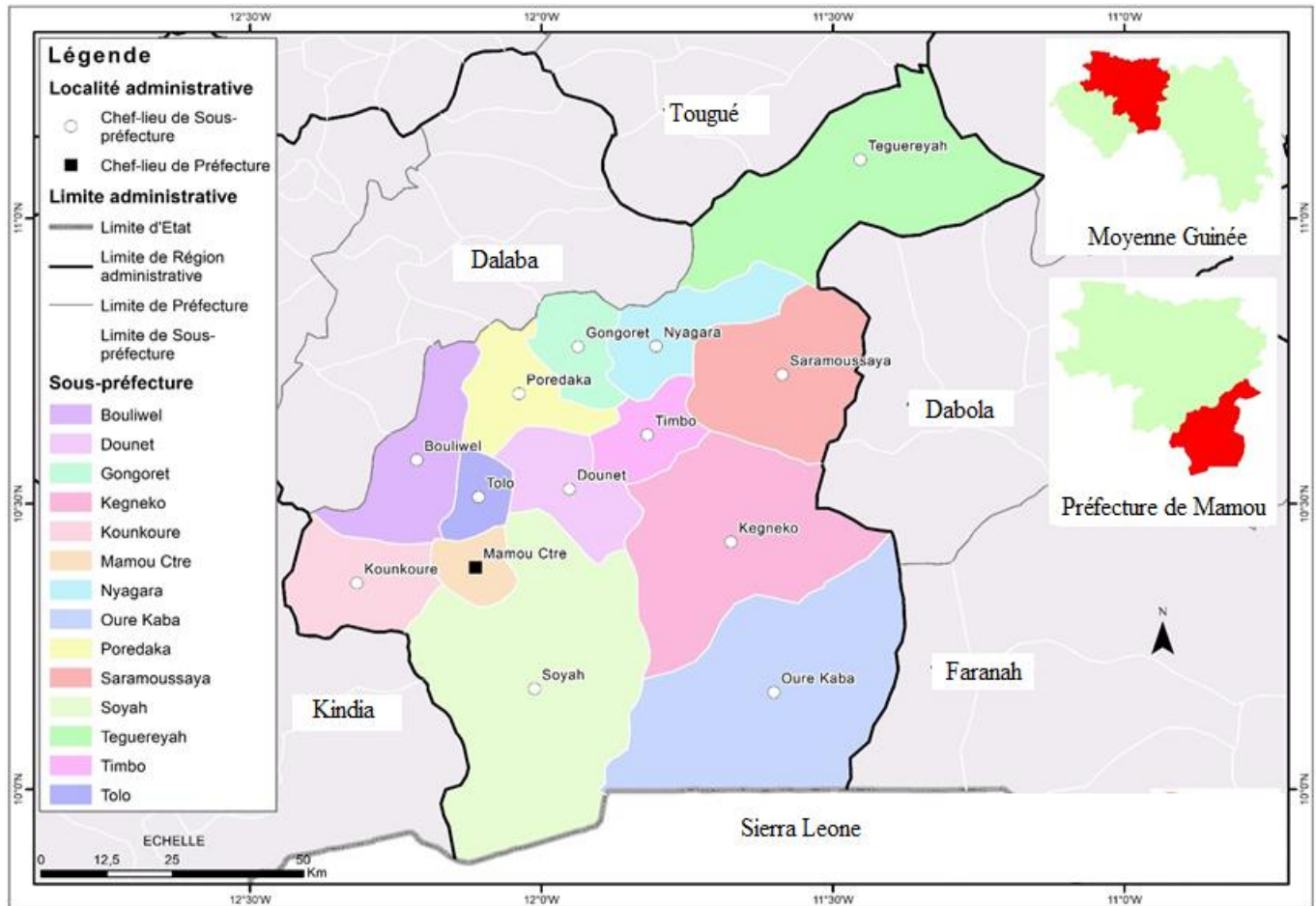


Figure 1.4: Présentation de la préfecture de Mamou.

1.5.2.1 Températures

Les températures moyennes mensuelles de Mamou varient de 21 °C à 29 °C. Il fait chaud à très chaud toute l'année. Les valeurs maximales de températures les plus élevées sont observées en mars et avril avec une moyenne de température qui atteint parfois 37 °C tandis que les plus basses températures minimales d'environ 11 °C en moyenne sont enregistrées en décembre. La figure 1.5 donne les températures moyennes mensuelles diurnes et nocturnes des 20 dernières années.

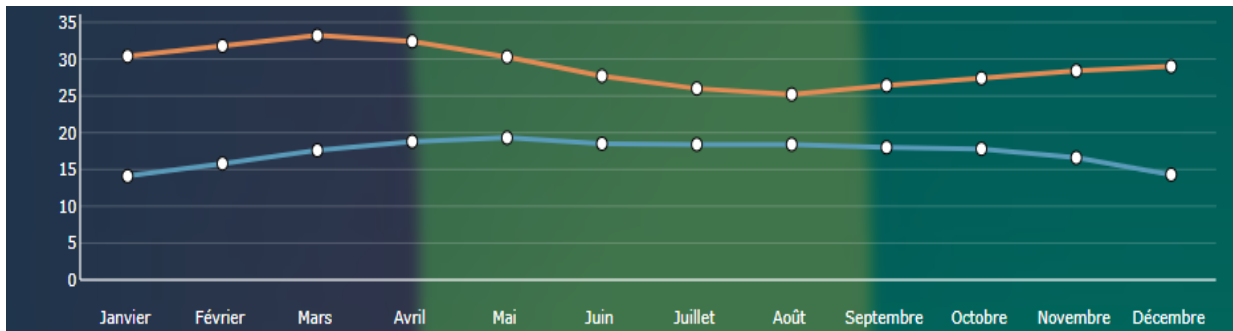


Figure 1.5: Températures moyennes mensuelles diurnes et nocturnes de Mamou [15].

1.5.2.2 Ensoleillement

Le nombre d'heures d'ensoleillement désigne le temps pendant lequel le soleil est réellement visible sans que cette visibilité soit entravée par des nuages, du brouillard ou des montagnes. Avec 10 heures par jour, Février peut être le mois le plus ensoleillé dans la région de Mamou. Dans cette région, c'est le mois d'août que le soleil brille le moins longtemps. La figure 1.6 donne le nombre d'heures d'ensoleillement moyennes mensuelles diurnes des 20 dernières années.

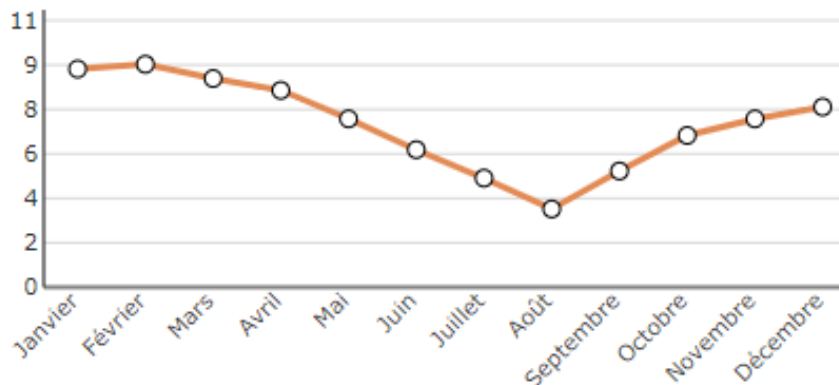


Figure 1.6: Heures d'ensoleillement moyennes mensuelles [15].

1.5.2.3 Humidité relative

L'humidité relative de l'air, ou degré hygrométrique en (%) indique la quantité d'humidité physiquement possible et effectivement contenue dans l'air. Lorsque l'humidité relative est élevée, l'être humain se sent mal à l'aise et la ressent comme oppressante. En général, le mois d'août est le mois le plus désagréable dans la région de Mamou avec un taux d'humidité relative qui atteint environ 87 %. La figure 1.7 donne le taux d'humidité relative moyenne mensuelle de l'air en (%) de ces 20 dernières années.

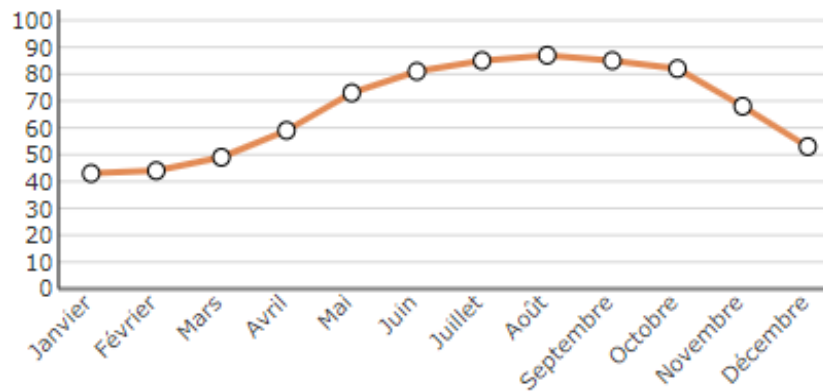


Figure 1.7: Humidité relative moyenne mensuelle de l'air en (%) de Mamou [15].

1.6 Techniques de refroidissement passif de bâtiments

1.6.1 Refroidissement par évaporation

Les systèmes de refroidissement par évaporation sont considérés comme un moyen approprié pour évacuer la chaleur dans les environnements thermiques des bâtiments [16]. Ils sont largement utilisés comme une alternative aux climatiseurs conventionnels dans les pays à climat chaud pour satisfaire le confort humain dans l'habitat [17]. Le mouvement de l'air sur une surface mouillée provoque l'évaporation d'une partie de l'eau. Cette évaporation entraîne une diminution de la température et une augmentation de la teneur en vapeur de l'air. L'augmentation de la surface augmente l'évaporation, entraînant ainsi un effet de refroidissement important. Il existe deux techniques de refroidissement par air évaporatif pour le bâtiment : les refroidisseurs à évaporation directe et indirecte.

1.6.1.1 Refroidissement par évaporation directe

Le refroidissement par évaporation directe est une technique assez simple et la plus répandue. Ce système utilise le principe de la conversion de la chaleur sensible en chaleur latente pour faire évaporer une partie de l'eau. Le processus de refroidissement par évaporation consiste à faire évaporer directement de l'eau dans l'air d'alimentation en abaissant la chaleur sensible du mélange d'air et de vapeur d'eau tout en augmentant son humidité [18]. Un refroidisseur par évaporation directe est réalisé à l'aide d'un ventilateur qui aspire l'air chaud dans le bâtiment et en le faisant passer par une membrane mouillée (ou un tampon), qui fournit une grande surface d'évaporation de l'eau dans l'air comme le montre la figure 1.8. L'air est directement introduit dans le local à refroidir après son passage dans l'évaporateur qui le refroidit et l'humidifie. Cette technique de refroidissement simple et moins coûteuse est largement utilisée pour les applications résidentielles pour abaisser la température intérieure

de l'air. Par contre, ce système n'est pas adapté dans les pays avec une humidité relative élevée comme la Guinée où il faut déshumidifier et en même temps abaisser la température pour éviter la formation de condensation et la prolifération des composés organiques comme la moisissure par exemple.

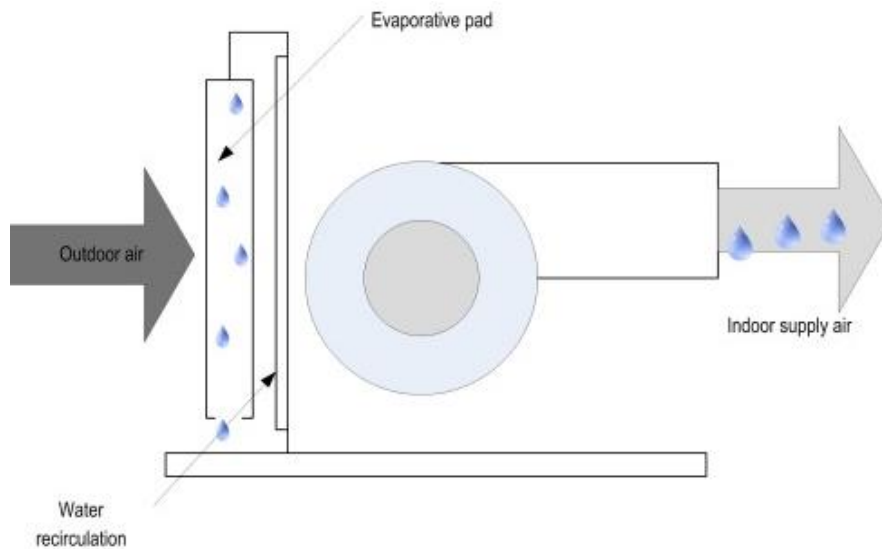


Figure 1.8: Schéma d'un refroidisseur direct par évaporation [19].

Ce système est particulièrement efficace lorsque l'air extérieur est chaud et sec. Les refroidisseurs commerciaux de ce type ont une efficacité de 50 à 70 % [19]. Récemment, des gros efforts de recherches pour améliorer l'efficacité des systèmes de refroidissement par évaporation directe ont été réalisés par plusieurs chercheurs. Kant et al. [18], [20] ont fait une simulation pour examiner la possibilité de climatiser une pièce dans un bâtiment à Delhi avec un refroidisseur direct par évaporation. L'objectif de cette étude est de trouver une combinaison optimale entre le débit d'air et le débit de dérivation d'air pour maintenir le confort intérieur d'un local dans des conditions acceptables. Les résultats de leurs études montrent que l'humidité relative augmente de façon excessive lorsque le taux de dérivation d'air est nul, ce qui entraîne des conditions d'inconfort dans la pièce. Le confort thermique est obtenu grâce à un taux de dérivation d'air compris entre 10 % et 40 %. Par contre, au-delà de ces valeurs, c'est à dire lorsque le facteur de dérivation est augmenté et que l'évaporation est très réduite presque nulle, l'inconfort se produit en raison des températures ambiantes très élevées. En plus, une augmentation du taux de renouvellement d'air allant de 5 à 10 ach conduit à une amélioration du confort. Ibrahim et al. [3] ont proposé une configuration utilisant des évaporateurs en céramiques poreuses pour le refroidissement par évaporation directe d'une chambre. Dans cette étude expérimentale, l'effet du refroidissement en fonction

de la température de bulbe sec, de l'humidité relative, de la pression d'eau d'alimentation et de la disposition des évaporateurs dans le conduit ont été analysés. Il se trouve que, plus la porosité en céramique de l'évaporateur est élevée plus le refroidissement est meilleur, tandis qu'une augmentation de la hauteur d'alimentation en eau pourrait améliorer les performances. De plus, avec une augmentation de l'humidité relative de 30 %, une baisse de température allant de 6 à 8 K a été obtenue. L'effet du refroidissement maximal mesuré est de 224 W/m² avec l'essai de l'évaporateur en céramique à haute porosité placé dans une pile à une seule rangée avec de l'eau fournie à une hauteur de 1 m. He et al. [21] ont proposé un mur de refroidissement par évaporation passive avec une grande capacité d'absorption de l'eau. Le prototype étudié est construit en céramique poreuse sous forme de tuyau comme le montre la figure 1.9. Les expériences ont été menées afin d'étudier l'effet du refroidissement et évaluer les performances.

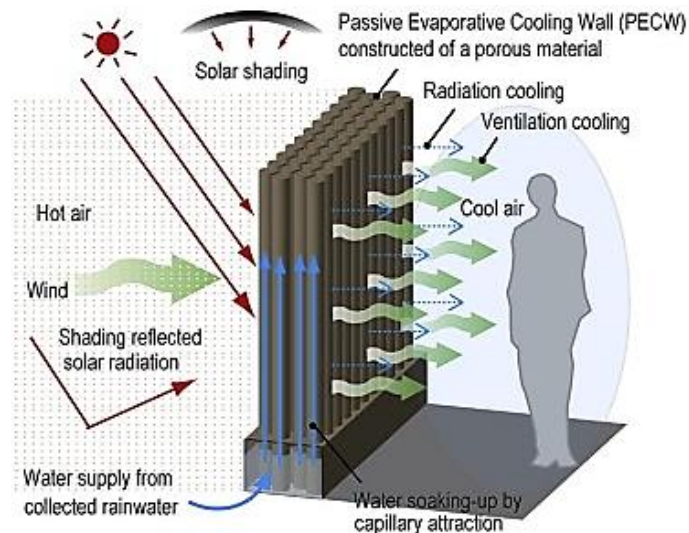


Figure 1.9: Schéma d'un mur de refroidissement passif par évaporation d'eau [21].

Les résultats ont montré que grâce à une force capillaire la surface verticale des tuyaux est mouillée à une hauteur de 1 m et est complètement humide. Ce qui a permis de refroidir l'air traversant le système et maintenir la température du local plus basse. Pour des périodes ensoleillées, l'efficacité du refroidissement pourrait atteindre un maximum de 0,7. Ils ont aussi constaté que cette efficacité peut être améliorée à condition que le vent souffle en continu à une vitesse de 1 à 3 m/s.

L'inconvénient majeur d'un refroidisseur direct par évaporation est la limitation de la température du bulbe humide. Il est moins efficace dans les pays à climat chaud et humide. En

plus, pour assurer une performance optimale de ce système, un nettoyage et un entretien réguliers sont obligatoires en raison du taux d'évaporation et de la teneur en minéraux.

1.6.1.2 Refroidissement par évaporation indirecte

Contrairement au refroidisseur direct, c'est une technique mieux adaptée aux climats chauds et humides car il refroidit l'air à l'intérieur des locaux sans l'humidifier. Ce système permet de réduire la température de l'air dans un local sans augmenter sa teneur en humidité comme le montre la figure 1.10. Le refroidissement par évaporation indirecte est un procédé de refroidissement qui utilise un échangeur de chaleur air-air. L'air extérieur chaud passe à travers une série de tubes horizontaux qui sont mouillés à l'extérieur. Un flux d'air secondaire souffle sur l'extérieur des serpentins et évacue l'air chaud et humide vers l'extérieur. C'est-à-dire, l'air qui traverse l'évaporateur soustrait la chaleur de l'échangeur, ce processus refroidit l'air sans l'humidifier. En plus, les deux flux d'air sont séparés l'un de l'autre et n'entrent jamais en contact direct, ce qui fait que la pureté de l'air reste inchangée. Ce système a une efficacité de près de 75 % [19]. En effet, un refroidisseur par évaporation indirecte ne nécessite aucun contrôle d'humidité qui est dû à l'absence de la vapeur d'eau dans le local climatisé.

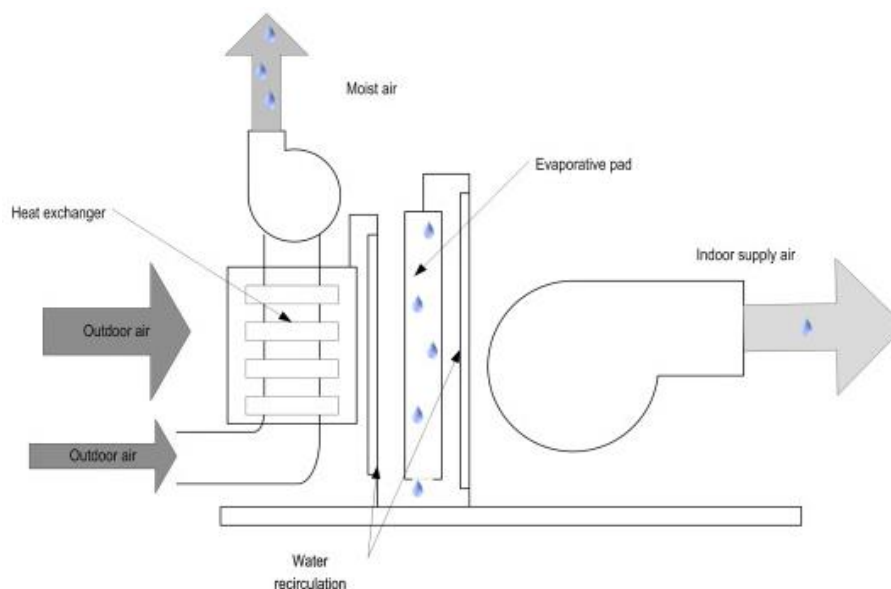


Figure 1.10: Schéma d'un refroidisseur par évaporation indirecte [19].

Zhan et al. [22] ont fait une étude comparative des échangeurs de chaleur pour le refroidissement par évaporation indirecte afin d'identifier leur différence dans l'efficacité de refroidissement. Une simulation numérique pour analyser les caractéristiques opérationnelles

et géométriques des échangeurs à cycle M à flux croisés et à contre-courant qui vise à améliorer leurs efficacités a été effectuée. L'échangeur à contre-courant a démontré une meilleure efficacité de refroidissement et une capacité de refroidissement inférieure ou égale à 20 % plus élevée que le système d'échangeur à flux croisés. Krüger et al. [23] ont testé expérimentalement un système de refroidissement passif par évaporation indirecte installé au plafond dans une chambre d'un bâtiment à Maracaibo, Venezuela. Le système fonctionne avec de l'eau exposée à un flux d'air contrôlé par de petits ventilateurs qui maintient sa température proche de la température du bulbe humide. Dans leur étude, les auteurs ont utilisé des formules développées à partir d'une expérience d'un autre refroidisseur de même type, pour évaluer les performances thermiques. Il s'avère que la chute de température intérieure de la pièce du bâtiment était 0,9 °C à 1 °C et que le COP du système atteint de 0,29 à 0,32.

L'avantage de cette technique de refroidissement est la faible consommation d'énergie. Le fluide de travail est l'eau et ne présente aucun effet majeur sur l'environnement dû à l'absence du réfrigérant. Par contre, ce système nécessite un approvisionnement constant en eau pour maintenir la performance de refroidissement. La température de soufflage à l'intérieur du local est liée à l'extérieur et ne peut pas être maintenue à une température constante toute l'année.

1.6.2 Refroidissement par matériaux à changement de phase

Le matériau à changement de phase (MCP) est capable de se fondre ou se solidifier dans une plage de température située entre 10 °C et 80 °C, ce qui le rend attrayant pour des applications diverses (figure 1.11). Dans l'application du MCP, le changement de phase solide-liquide est utilisé pour stocker une grande quantité d'énergie. Il a été considéré comme un moyen efficace et durable pour réduire la consommation énergétique liée aux bâtiments.

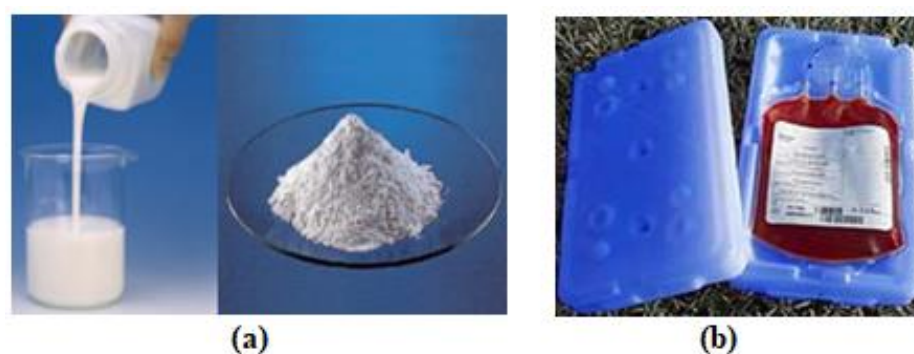


Figure 1.11: Refroidissement par matériaux à changement de phase : (a) MCP à l'état liquide et poudre [24] ; (b) exemple d'application du MCP dans le transport du sang [25].

Le MCP permet d'absorber le flux de chaleur diurne et d'éviter la surchauffe à l'intérieur des bâtiments, ce qui augmente le confort thermique des occupants. Les matériaux à changement de phase (MCP) utilisent le principe de stockage thermique de la chaleur latente pour absorber de l'énergie en grande quantité lorsqu'il y a un surplus et la libérer lorsqu'il y a un déficit lors du processus de fusion et de solidification. L'utilisation des MCP pour la climatisation ou le chauffage des bâtiments peut être réalisée de deux manières, soit en utilisant des équipements contenant des MCP, ou bien par son incorporation directe dans le mur. Garg et al. [26] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur à base de MCP encapsulé pour la gestion thermique du bâtiment en Inde afin d'analyser les performances thermiques. Les expériences ont été réalisées sur une chambre d'essai cubique en béton à l'échelle très réduite. L'échangeur de chaleur constitué de tubes en cuivre, est installé au plafond de la pièce d'essai, comme illustré sur la figure 1.12. Dans cette étude, ils ont comparé le système par rapport à deux autres systèmes à savoir, le système à plafond activé thermiquement et du panneau à refroidissement radiant. Il s'avérait que l'échangeur de chaleur à base du MCP est meilleur que les autres. Grâce à cet échangeur environ 50 % de gain de chaleur était réduit. La température moyenne de l'air de plus de 6 °C a été également réduite à l'intérieur de la chambre d'essai sans débit d'eau pendant une longue période. Ce qui a permis d'économiser l'énergie électrique.

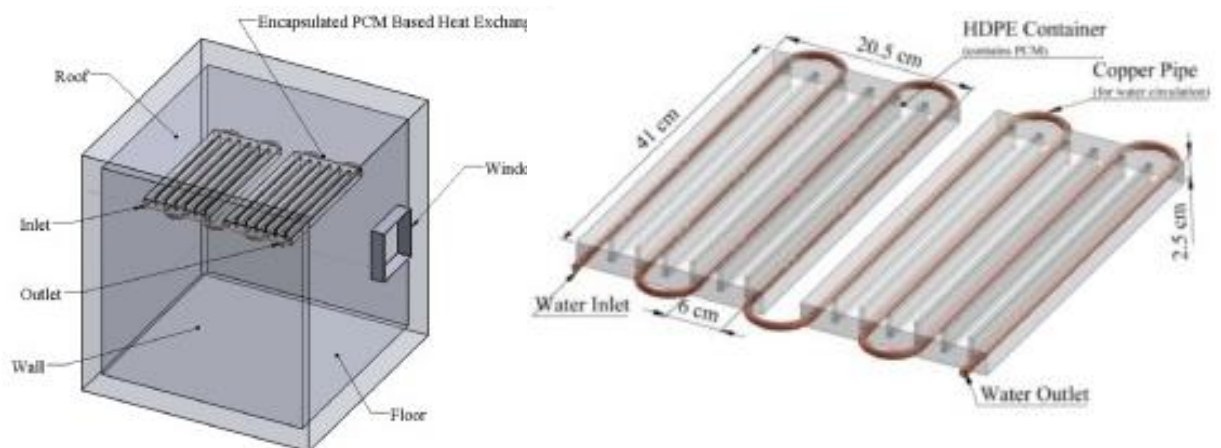


Figure 1.12: Refroidissement par échangeur de chaleur MCP [26].

Arfi et al. [27] ont effectué des études numériques sur le problème de transfert thermique dans un mur d'habitat contenant le MCP. Pour cette étude, ils ont considéré un mur composé de deux couches solides et MCP subissant un changement de phase par solidification, comme le montre la figure 1.13. Il se trouve qu'après la formulation adimensionnelle, le nombre de Biot, Stéphane et le degré de surchauffe sont les principaux paramètres qui affectent le

transfert. Les résultats ont montré que l'influence de la température sur le processus de changement de phase dépend fortement du nombre de Biot.

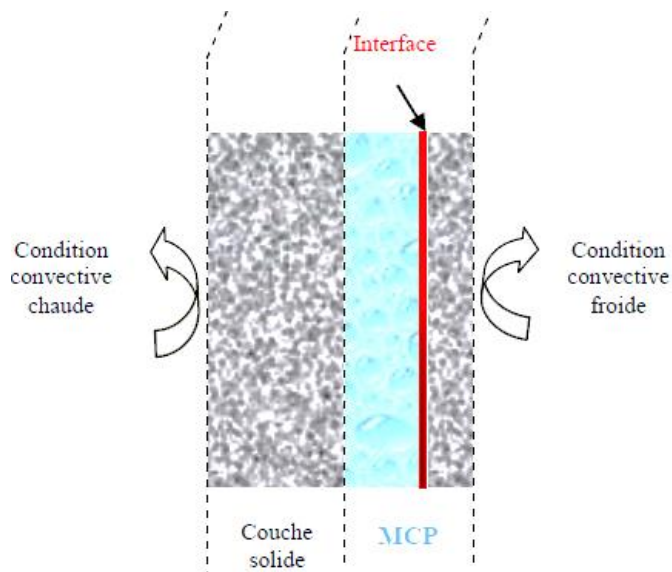


Figure 1.13: Mur bicouches solide et MCP [27].

Le MCP, peut être aussi combiné avec d'autres systèmes de refroidissement comme le Free cooling ou la boucle thermosiphon. Le Free cooling combiné avec le MCP permet de stocker la fraîcheur extérieure pendant la nuit et la libérer à l'intérieur de l'habitat pendant la journée.

Arkar et al. [28] ont proposé le Free cooling d'un bâtiment unifamilial grâce à un dispositif cylindrique de stockage d'énergie rempli de MCP intégré à un système de ventilation mécanique. Un modèle numérique développé par ces auteurs, a permis de déterminer la température optimale de changement de phase du MCP. Les résultats montrent que la température de pointe comprise entre 20 °C et 22 °C est plus appropriée pour le refroidissement naturel des bâtiments avec le MCP. En plus, l'utilisation du MCP avec un pic de température de 18 °C ou 24 °C et de 16°C ou 26 °C pourraient diminuer le nombre de degrés-heures de refroidissement de 8 % et 15 %. Il a été montré aussi que le free cooling avec le MCP est une technique de refroidissement efficace qui offre un meilleur confort thermique à l'intérieur des bâtiments. Louahlia et al. [29] ont testé une boucle diphasique avec et sans matériaux à changement de phase pour déterminer la capacité du système de refroidissement. Des plaques contenant le MCP, placées sur les murs intérieurs du centre de données ont permis d'absorber la chaleur émise par les serveurs et à contribuer à la baisse de la température interne. Les résultats obtenus dans leurs tests montrent qu'avec les matériaux à

changement phase, la capacité de refroidissement du système à boucle thermosiphon a augmenté de 1400 W à 1800 W. Wang et al. [30] ont étudié expérimentalement un système de réfrigération intégrant des échangeurs de chaleur à base du MCP placé à différents endroits pour améliorer l'efficacité de refroidissement, comme illustré sur la figure 1.14. Les résultats ont montré que l'utilisation des échangeurs de chaleur MCP peut améliorer le COP du système allant de 6 à 8 % et obtenir une meilleure réduction de la consommation d'énergie.

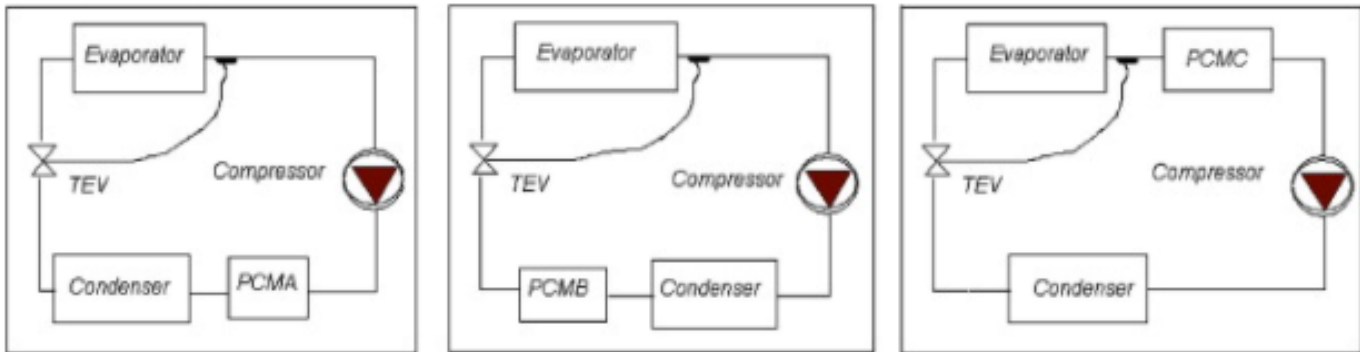


Figure 1.14: Echangeur de chaleur MCP intégré au système de réfrigération [30].

Les caractéristiques de fonctionnement d'un système de climatisation à stockage de froid avec un lit rempli de capsules sphériques ont été étudié par Fang et al. [31]. Les résultats expérimentaux ont indiqué que le système de climatisation offre de meilleures performances et fonctionne de manière stable durant la période de charge et de décharge. Le COP du système pendant la période de charge est augmenté rapidement à 6,4 dû à une pression élevée au démarrage, en suite il diminue à 4,1 au moment du stockage de la chaleur sensible de l'eau. Et également, de 4,1 à 2,1 pendant le stockage de la chaleur latente de glace. L'avantage des MCP réside sur leur capacité à augmenter le confort thermique intérieur des bâtiments en atténuant les fluctuations des températures. Cette technique de refroidissement permet également de réduire le coût, l'encombrement et la taille du système. Le principal inconvénient des MCP est leur faible conductivité thermique qui affecte sa diffusivité thermique et surtout le temps nécessaire pour fondre ou solidifier la matière.

1.6.3 Refroidissement par boucle thermosiphon diphasique

La boucle thermosiphon diphasique est un dispositif de transfert de chaleur naturel à deux phases entraîné par une différence de température et la gravité. Comme le montre la figure 1.15, cette boucle est composée principalement par un évaporateur, un condenseur et deux (2) lignes de transport de chaleur : le riser et le downcomer. Une fois qu'il y a une différence de

température suffisante entre l'évaporateur et le condenseur, le fluide de travail à l'état liquide dans l'évaporateur absorbe progressivement la chaleur de l'air intérieur du local et se vaporise. La vapeur se déplace vers le haut pour atteindre le condenseur à travers la colonne montante (le riser) ; après avoir libéré de la chaleur dans le dissipateur thermique, le condensat est formé et retourne par gravité à l'évaporateur par le biais de la colonne descendante (le downcomer) pour terminer un cycle d'écoulement. Pour assurer son fonctionnement par gravité, le condenseur doit être placé au-dessus de l'évaporateur. En effet, l'écoulement des phases liquide et de vapeur en contre-courant n'existe pas en raison de sa structure en boucle [32]. La taille, la géométrie, la plage de température et le flux de chaleur de la boucle sont tous réglables et peuvent être facilement modifiés en fonction des exigences de l'application.

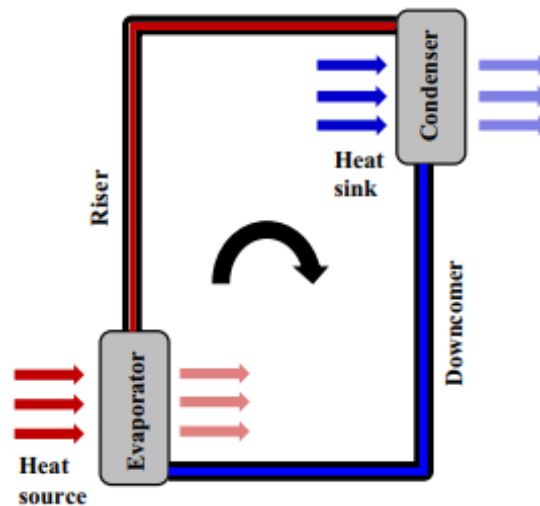


Figure 1.15: Schéma d'une boucle thermosiphon diphasique [33].

Cette boucle fonctionne passivement avec une bonne capacité. Elle peut éliminer des flux de chaleur élevés avec un faible débit massique du réfrigérant. Elle est également efficace pour transférer la chaleur sur une longue distance [34], en raison de son écoulement unidirectionnel. Cependant, Il faut signaler que son fonctionnement peut être parfois très instable et très difficile à faible puissance. En plus, dans les pays froids une source de chaleur est nécessaire pour le bon fonctionnement du système contrairement aux zones à climat tropical chaud et humide. Dans ces zones, la source de chaleur représente l'ambiance. Les meilleures performances thermiques du thermosiphon en boucle peuvent être obtenues grâce à un important écart de température [35]. Des études expérimentales et numériques sur les performances thermiques, le taux de remplissage optimal, les méthodes de transfert de chaleur et les conditions de fonctionnement de la boucle thermosiphon diphasique ont été menées dans la littérature au cours de ces dernières années par plusieurs auteurs. Khodabandeh, R. et

al. [36] ont observé des instabilités de natures différentes qui sont apparues à des flux de chaleur faibles ou très élevés et s'aggrave avec un diamètre important des conduites de l'évaporateur. Tong, Z. et al. [37] ont testé expérimentalement les effets du taux de remplissage sur la stabilité de fonctionnement d'une boucle qui utilise le R744 comme fluide de travail. Il se trouve que, le taux de remplissage optimal de 100 % est nécessaire pour atteindre la capacité de la boucle à transférer un maximum de chaleur. Sous le taux de remplissage supérieur ou inférieur à cette valeur, la capacité de la boucle à transférer la chaleur sera diminuée. Dans une autre étude [38], ces mêmes auteurs ont expérimenté une boucle thermosiphon biphasé utilisant le R744 et R22 sous différents taux de transfert de chaleur de 1 à 4 kW. Dans cette étude, les performances et la résistance thermiques pour refroidir un centre de données sont examinées. Il s'avère que, le R744 offre de meilleures performances de refroidissement et que la résistance thermique du R744 est de 22 à 25 % inférieure à celle du R22. Cao, H., et al. [39] se sont concentrés à travers une étude expérimentale et une simulation numérique à la recherche de la hauteur du réfrigérant de la colonne descendante (downcomer). Les résultats ont indiqué qu'une hauteur de colonne de réfrigérant élevée occuperait une partie de l'espace du condenseur et réduirait les performances de la boucle thermosiphon diphasique. Zhang, P., et al. [34] ont fait une modélisation et une expérimentation d'une boucle thermosiphon diphasique dans laquelle le downcomer peut être partiellement ou complètement rempli du liquide. Dans leur étude, il est montré que lorsque la différence de température et la charge du réfrigérant sont très faibles alors le downcomer est partiellement rempli du liquide et que l'augmentation de celui-ci augmenterait puis diminuerait le taux de transfert de chaleur. Chehade, A. et al. [40], ont fait une modélisation et une étude expérimentale d'une boucle thermosiphon destinée à refroidir une armoire de télécommunication. Le test a été fait avec différents fluides de travail. Le système est étudié pour définir un diamètre optimal des conduites (liquide et vapeur) et l'effet de la température ambiante sur le débit massique et la perte de charge du fluide. Les résultats montrent que le meilleur fluide de travail est celui qui donne un temps de réponse de la boucle et une résistance thermique plus faible. En effet, l'augmentation des diamètres des conduites de 0,012 m et 0,014 m serait un facteur clé pour améliorer l'efficacité du système. Par contre, l'augmentation de la température ambiante extérieure affecte négativement les performances du refroidissement en augmentant le débit massique dans la boucle et en diminuant la perte de charge de l'évaporateur. Nous remarquons sur leur prototype de la figure 1.16, que le système ne nécessite pas une pompe pour la circulation du fluide caloporteur. Les boîtiers des

équipements sont placés au centre de l'armoire avec une chaleur ajustée à l'aide d'un autotransformateur de tension.

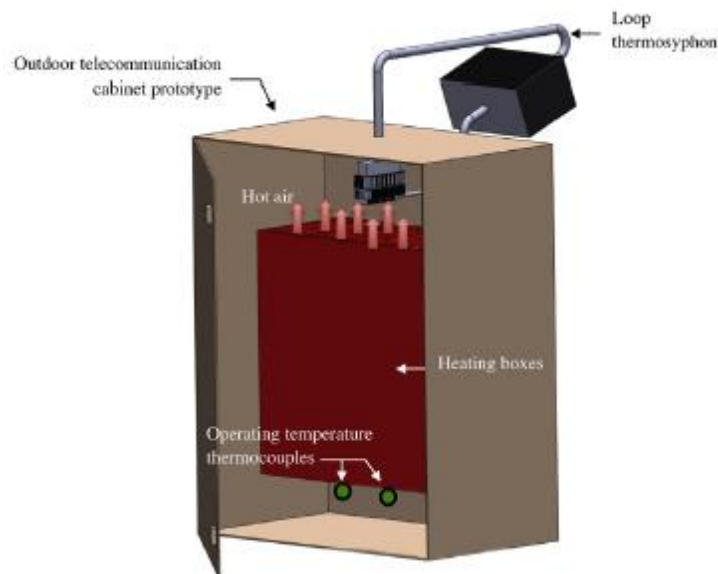


Figure 1.16: Armoire de télécommunication équipée de la boucle diphasique [40].

Les performances d'autorégulation d'une boucle thermosiphon biphasée avec le R744 à double évaporateur ont été également expérimentées par Tong & al. [41]. Des conditions des puissances de chauffage uniformes et non uniformes ont été étudiées et analysées. Il se trouve que l'évaporateur à haute puissance a un débit massique supérieur à celui de faible puissance et que la capacité d'autorégulation est limitée. Le rapport de débit massique était compris entre 1 et 1,5. En plus ils soulignent que les conditions de fonctionnement seront affectées lorsque les puissances des évaporateurs sont différentes.

En plus des faibles coûts de fabrication et de maintenance, les principaux avantages d'un tel dispositif incluent une capacité de transfert de chaleur élevée, d'une structure simple, d'une circulation naturelle, une fiabilité et une durabilité. Ce système, ne nécessite pas de pompe ou d'action capillaire d'une structure à mèche pour le retour du fluide caloporteur vers l'évaporateur [6]. Par contre, un remplissage excessif ou insuffisant du fluide de travail aura un impact négatif sur l'efficacité du changement de phase et l'écoulement du fluide, entraînant une faible performance de transfert de chaleur. Une résistance à la conduction thermique élevée, une zone de transfert de chaleur insuffisante ou une grande résistance à l'écoulement du fluide réduiront également l'écoulement diphasique et les capacités de transfert de chaleur de la boucle thermosiphon.

1.6.4 Refroidissement par ventilation naturelle ou convection

La ventilation naturelle ou convection est une technique de refroidissement passif efficace, qui consiste à utiliser l'air extérieur pour évacuer les gains de chaleur absorbée par le bâtiment. Cette technique de refroidissement seule ne suffit pas dans les pays chauds comme la Guinée où la température ambiante dépasse parfois 35 °C. Elle ne s'adresse qu'à des faibles puissances thermiques avec une température extérieure plus basse que celle à l'intérieur des locaux. La ventilation naturelle permet de fournir un mouvement d'air frais à l'intérieur d'un local en raison des différences de pression d'air causées principalement par les effets du vent et des variations de température à l'intérieur et autour du bâtiment. Ce processus de refroidissement des bâtiments est appliqué dans le but de réduire l'utilisation de la ventilation mécanique [42] ou de la climatisation conventionnelle. La ventilation naturelle à l'intérieur des bâtiments peut être entraînée par deux forces naturelles : les différences de pression d'air (ou forces du vent) et l'effet de cheminée (ou forces de flottabilité). La ventilation naturelle par pression d'air se produit lorsqu'un mouvement d'air arrive avec une vitesse sur une surface d'un bâtiment et se disperse pour créer une différence de pression. Cette différence induit un flux d'air frais à l'intérieur du bâtiment à travers des ouvertures sur les différentes façades circulant horizontalement pour évacuer l'air chaud qui s'élève verticalement à partir des éléments architecturaux, comme le montre la figure 1.17-(a). Tandis que, la ventilation par cheminée se produit par un mouvement d'air vertical dû à des écarts entre les températures extérieures et intérieures ou à la différence de densité entre l'air frais et l'air chaud. Comme illustré sur la figure 1.17-(b), un bâtiment souvent appelé capteur de vent, provoque un mouvement du vent qui aspire de l'air frais à travers ses façades et rejette de l'air chaud à partir d'un conduit vertical installé dans le bâtiment.

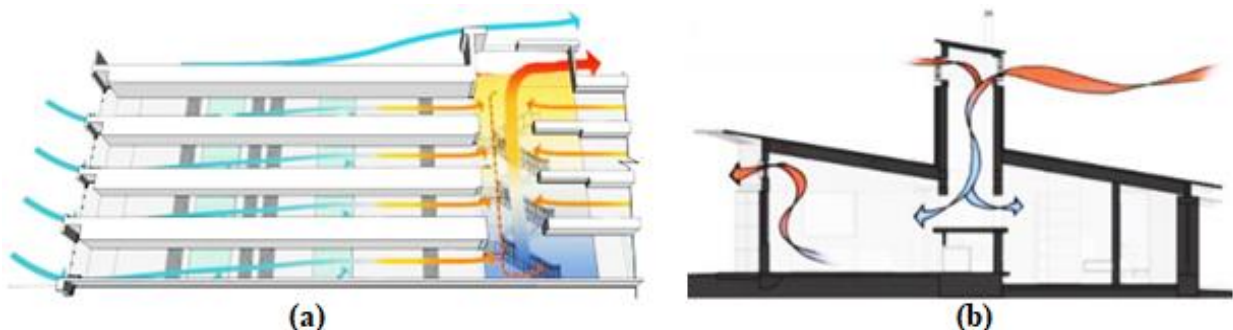


Figure 1.17: Refroidissement par ventilation naturelle [42] : (a)-effet de flottabilité ; (b)-par cheminée.

L'efficacité de cette technique de refroidissement dans les pays à climats tropicaux dépend fortement d'un certain nombre de facteurs notamment le microclimat extérieur, l'emplacement, la conception du bâtiment etc. [19, 42]. En général, le refroidissement naturel par ventilation peut être classé en ventilation entraînée par le vent, par poussée de flottabilité, mur trombe et cheminée solaire. De nombreuses études ont démontré l'efficacité de la ventilation naturelle à améliorer le niveau de confort thermique de l'environnement intérieur de l'habitat. Haase et al. [43] ont fait une étude numérique sur le système de ventilation naturelle afin d'évaluer l'impact du climat, l'orientation et l'emplacement du bâtiment sur le potentiel d'amélioration du confort intérieur. Les résultats de l'étude ont montré que la ventilation naturelle offre de bon potentiel d'amélioration de confort qui varie entre 9 % et 41 % dans les climats tropicaux, entre 8 % et 56 % dans les climats tempérés. Par contre, le potentiel d'amélioration du confort est très faible dans les climats subtropicaux avec un pourcentage qui se situe entre 3 % et 14 %. Quant à Santamouris et al. [1], [19], ils ont examiné l'effet de l'application des techniques nocturne de ventilation sur le refroidissement des bâtiments résidentiels. Dans leur étude [1], ils ont constaté que la ventilation naturelle peut entraîner une réduction importante de charge de refroidissement à environ 40 kWh/m²/an avec une contribution moyenne de près de 12 kWh/m². Dans une autre étude, Artmann et al. [44] ont développé une méthode de calcul pour évaluer le potentiel de refroidissement de bâtiments par une ventilation nocturne en Europe et analyser les conditions climatiques sans tenir compte des paramètres spécifiques du bâtiment. Il a été montré que dans toute l'Europe, un potentiel de refroidissement élevé existe pour appliquer la ventilation nocturne, tandis qu'en Europe centrale, orientale et dans la plupart des régions méridionales, le potentiel reste faible en raison des propriétés stochastiques inhérentes. Dans ce cas, le refroidissement par ventilation uniquement pourrait ne pas être suffisant pour garantir un bon confort thermique en raison des chaudes périodes dans la nuit et dans certains endroits. Aflaki et al. [42] ont examiné les études sur la ventilation naturelle avec d'autres stratégies de conception passive des bâtiments à partir des éléments architecturaux dans les climats tropicaux. Il a été souligné que la force du vent et l'effet de cheminée pourraient être exploités en tenant compte de l'orientation du bâtiment, les puits de ventilation, l'emplacement des ouvertures et leurs tailles pour obtenir une ventilation efficace et une meilleure qualité de l'air intérieur. Liu et al. [45], ont établi une méthodologie fiable et efficace pour évaluer les performances de la ventilation naturelle par flottabilité pour un bâtiment à atrium dans un climat chaud et humide. Il a été conclu que les bâtiments avec une hauteur importante doivent être conçus pour une amélioration de l'environnement thermique et de l'efficacité à partir de la ventilation par

flottabilité. Par contre, l'efficacité de cette technique pourrait être affectée avec une température ambiante supérieure à 35 °C. La technique de ventilation naturelle en tant que refroidissement passif dans les bâtiments présente des avantages majeurs tels que l'augmentation de degré de confort thermique, une amélioration de la qualité de l'air intérieur, la réduction des coûts d'exploitation et de maintenance. Elle permet également de réduire la consommation d'énergie et des émissions de gaz à effet de serre. Cependant, dans les climats dont la température est très extrême comme les régions chaudes et humides, l'utilisation de la ventilation purement naturelle est insuffisante pour maintenir un confort thermique acceptable.

1.6.5 Refroidissement radiatif

Le refroidissement radiatif est une technique de refroidissement passif basée sur le fait que tout objet ou toute surface qui a une température supérieure à 0 K, émet du rayonnement électromagnétique qui emporte une partie de son énergie thermique [46]. Généralement, cette technique de refroidissement est classée comme un système de refroidissement radiatif nocturne et de refroidissement radiant. Le refroidissement radiatif nocturne est un processus dans lequel une perte de chaleur indirecte est créée par rayonnement à ondes longues et par convection en exposant directement une surface à refroidir au dissipateur de chaleur du ciel nocturne frais et clair [47]. La performance du refroidissement radiatif dépend des conditions du ciel comme la couverture nuageuse, l'humidité de l'air et la pollution. Il dépend également de l'exposition de la surface du ciel et les propriétés matérielles du panneau radiatif telles que l'émissivité de la surface thermique, la réflectivité [4], [46]. Comme illustrés sur la figure 1.18, les capteurs solaires plats sont généralement utilisés comme panneaux radiatifs nocturnes. Quant au refroidissement radiant, une surface chaude est exposée indirectement au dissipateur thermique du ciel nocturne par l'intermédiaire d'une eau froide. Cette eau froide, circulant à travers des tuyaux encastrés dans un mur ou une dalle, échange de la chaleur avec le milieu ambiant du local et évacue la chaleur interne contenue dans le bâtiment pour le maintenir à un niveau de confort acceptable [4]. L'avantage de cette technique de refroidissement est qu'il ne nécessite pas une réduction de la température de l'eau glacée en dessous de 7 °C, ce qui permet à l'évaporateur de fonctionner à une température plus élevée. En plus, pour obtenir une économie d'énergie de 50 %, la température de l'eau froide doit être maintenue de 14 °C à 17 °C [47].

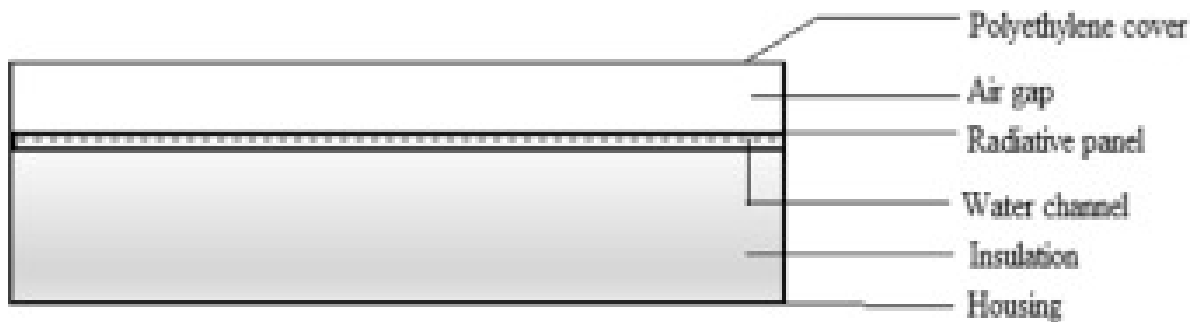


Figure 1.18: Panneau du refroidissement radiatif nocturne [47].

Le potentiel et les applications du refroidissement radiatif comme une alternative de refroidissement passif pour les bâtiments ont fait l'objet de plusieurs études par les chercheurs. Hanif et al. [48] ont évalué le potentiel de refroidissement d'un système de refroidissement radiatif en utilisant les données climatiques pour différents endroits en Malaisie. Dans cette étude, un toit plat était utilisé comme radiateur pour rejeter la chaleur vers le ciel nocturne plus frais. Les résultats ont révélé qu'environ 11 % d'économie d'énergie peuvent être réalisées grâce à l'application des systèmes de refroidissement radiatif dans les bâtiments. Meir et al. [49] ont évalué les performances d'un système de refroidissement radiatif à base du polymère à partir d'une étude expérimentale et numérique. Ils ont démontré que le système est capable de couvrir la demande de refroidissement même dans les conditions les plus défavorables. Lu et al. [50] ont réalisé une revue complète sur les applications de refroidissement radiatif dans les bâtiments. Dans cette étude, les détails sur les configurations du système, le potentiel de refroidissement, les contraintes climatiques et matérielles ont été brièvement discutés. Il a été souligné que les performances du système peuvent être améliorées en optimisant la surface d'émission. Il s'avère que le potentiel de refroidissement diurne est toujours limité par le matériau de surface radiatif et que même dans les conditions les plus favorables, la densité d'énergie de refroidissement journalier reste très modeste. Hollick [51] a effectué un test de refroidissement radiatif nocturne pour refroidir des locaux d'un bâtiment dans des conditions climatiques canadiennes. Il a été montré qu'il est possible d'abaisser la température de l'air d'environ 6 °C à 20 °C en dessous de la température ambiante grâce au système de refroidissement radiatif nocturne utilisant des panneaux métalliques perforés exposés vers le ciel. Bagiorgas et al. [52] ont fait une étude expérimentale et numérique d'un système de refroidissement radiatif nocturne en aluminium

léger avec différentes peintures, installé sur le toit d'un bâtiment en Grèce. Dans cette étude, les valeurs de température intérieure de l'air dans les locaux couplés et non couplés avec le système ont été comparées. Un écart de température de l'air intérieur qui oscillait entre 2,5 °C et 4 °C a été trouvé entre les différents locaux du bâtiment. Il a été également constaté que l'émissivité des peintures affecte négativement les performances du système. Khedari et al. [53] ont examiné à partir d'une expérimentation la faisabilité d'un système de refroidissement radiatif nocturne dans un climat chaud et humide en Thaïlande. Ce système était soumis à trois conditions telles que : ciel nuageux, ciel clair et ciel pluvieux. Pour déterminer l'effet du refroidissement, une enquête sur différentes surfaces de radiateurs de toit a été menée. Elle révèle que la condensation de l'eau sur les surfaces des radiateurs et l'émissivité des matériaux sont des facteurs qui peuvent impacter négativement le refroidissement. Il a été observé que sous un ciel clair et nuageux une chute des différentes températures de surface d'environ 1 °C à 6 °C en dessous de la température ambiante peut être obtenue, tandis que sous un ciel pluvieux, la température est très proche de l'ambiance. Dans une autre étude, les auteurs comme Khan et al. [54], Stetiu [55] ont évalué les performances énergétiques d'un système de refroidissement radiant installé dans des bâtiments commerciaux. Une modélisation numérique d'un système de refroidissement radiant et un système tout air a été effectué. L'analyse des résultats montre qu'une économie d'énergie de 17,5 % peut être réalisée dans un bâtiment équipé d'un système de refroidissement radiant en Inde [54] et environ 30 % dans un climat américain. Zhao et al. [56] se sont concentrés sur une étude de faisabilité pour examiner la capacité et l'efficacité de refroidissement d'un système par plancher radiant. Ils ont également présenté une revue sur les récentes études et les progrès liés à leurs applications dans le refroidissement des grands bâtiments. Cette revue fournit des détails sur le processus de transfert de chaleur du plancher à l'eau réfrigérée, l'exposition du bâtiment au rayonnement solaire à intensité élevée et les facteurs qui influent sur la performance du système. Ils ont souligné que des meilleures performances avec une capacité de refroidissement élevé sont remarquées grâce à l'application du système de refroidissement par rayonnement au bâtiment sous une haute intensité solaire. Les systèmes de refroidissement radiatif présentent de meilleurs avantages tels que le coût d'investissement par rapport au système classique, le respect de l'environnement, la conception et l'intégration du système dans le bâtiment. En plus, ses pièces peuvent être utilisées en commun pour le chauffage et le refroidissement.

1.6.6 Refroidissement par la géothermie

L'énergie géothermique provient de la chaleur existant à l'intérieur de la terre, considérée comme un moyen passif de chauffage ou de refroidissement des bâtiments [57]. Le refroidissement par la géothermie est une technique qui consiste à utiliser la température à la profondeur de la terre comme dissipateur thermique afin de réduire l'excès de chaleur à l'intérieur des locaux. C'est une technique de refroidissement ou de chauffage qui peut être appliquée partout. Mais compte tenu de son coût d'investissement pour la réalisation et de maintenance, son application est très rare dans les pays sous-développés. En plus de cela, c'est une technique qui nécessite une main d'œuvre qualifiée. La récupération de la température est assurée par une pompe géothermique. Cette température dans le sol à un certain niveau de profondeur est presque constante toute l'année. L'exploitation de la source d'énergie géothermique nécessite également un système d'échangeur de chaleur. Dans les climats tempérés, les échangeurs de chaleur au sol sont de plus en plus utilisés pour refroidir les bâtiments. Généralement, il existe deux types d'échangeurs de chaleur au sol tels que ouverts et fermés qui peuvent être installés verticalement ou horizontalement. Dans le cas d'un échangeur de chaleur horizontal, les tuyaux sont enterrés dans le sol qui varie de 1 à 2 m de profondeur comme le montre la figure 1.19 (a). Par contre, l'installation d'un échangeur de chaleur vertical (figure 1.19-b) nécessite un forage de plusieurs mètres de profondeur allant de 15 à 300 m dont le diamètre est compris entre 10 et 15 cm. Ces échangeurs de chaleur au sol sont construits en plongeant un tube ou un réseau de tubes en U en polyéthylène haute densité ou en cuivre dans des trous de forage verticaux qui sont généralement connectés en parallèle pour réduire la perte de charge [58]. Un fluide caloporteur tel que l'eau, le réfrigérant ou l'air circulant dans les systèmes géothermiques est utilisé en été pour dissiper la chaleur de l'environnement chaud du bâtiment et la rejeter dans le sol. Une pompe à chaleur peut être couplée à ces échangeurs de chaleur pour augmenter leurs efficacités [57].

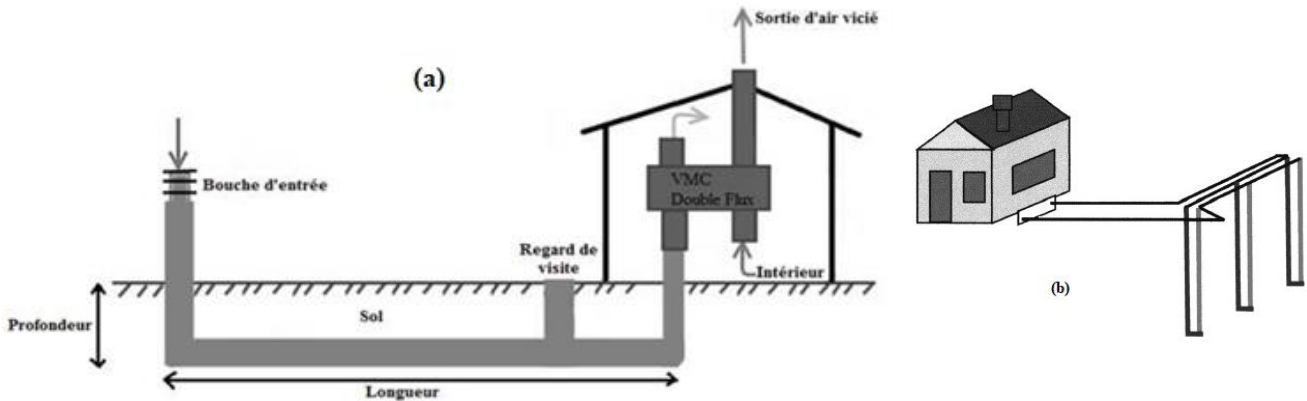


Figure 1.19: Refroidissement par la géothermie : (a) échangeur de chaleur terre-air horizontal ouvert [59] [60] et (b) échangeur de chaleur eau-sol vertical fermé [57].

Les échangeurs de chaleur verticaux au sol (b) sont généralement préférables au style horizontal dans la plupart des bâtiments surtout lorsqu'il s'agit d'installer une capacité d'échange de chaleur suffisante. Cela est dû au fait qu'ils nécessitent moins de surface pour leur installation et sont capables d'offrir de meilleures performances que l'horizontal en raison d'une installation profonde et une variation saisonnière plus faible de la température dans le sous-sol [61]. Un échangeur bien conçu permet d'éviter l'utilisation en été des climatiseurs actifs et entraîne une réduction très importante de la consommation en énergie électrique des bâtiments. Ce qui rend le système un alternatif pour le refroidissement passif dans les climats tempérés. La performance d'un échangeur de chaleur au sol dépend de plusieurs facteurs tels que l'humidité de l'air, la profondeur, le débit d'air, la longueur et le diamètre du tuyau, les caractéristiques thermiques du sol, le matériau des tuyaux [19]. De nombreuses applications des échangeurs de chaleur géothermique existent et plusieurs études numériques et expérimentales ont été réalisées par des chercheurs pour prédire leur comportement thermique afin d'analyser ses performances. Eicker et al. [58] ont évalué la performance des échangeurs de chaleur géothermique verticaux et horizontaux pour la climatisation des immeubles de bureaux en Allemagne. Les résultats de l'analyse montrent que les échangeurs de chaleur au sol ont des coefficients de performances compris entre 13 et 20. Ils soulignent également que les meilleures performances d'un système de refroidissement sont atteintes que lorsqu'il est utilisé pour refroidir l'air ambiant à haute température. En plus, la dissipation thermique était plus faible que prévu et variait entre 8 W/m pour les échangeurs horizontaux de faibles profondeurs et environ 25 W/m pour les échangeurs verticaux. Ginestet et al. [59] ont présenté à travers un cas réel d'une étude numérique et expérimentale, de l'impact des paramètres d'entrée sur les performances énergétiques d'un échangeur terre-air

utilisé pour le confort de l'habitat dans un climat océanique. D'après l'analyse des résultats, il s'avère que les propriétés du sol et l'influence du vent sont des paramètres d'entrée qui affectent considérablement les performances du système lorsqu'ils sont mal déterminés. Chen et al. [61] ont développé un modèle numérique de transfert de chaleur pour les échangeurs au sol de type U verticaux. Dans cette étude, ils se sont concentrés sur l'optimisation de la profondeur du forage. Les résultats montrent qu'une profondeur de 70 m a une meilleure capacité de transfert de chaleur et est capable de fournir un taux d'échange de chaleur élevé compris entre 47 et 54,1 W/m avec un coût de réalisation moins élevé. Naicker et al. [62] ont présenté une étude détaillée de la performance d'un système de cinquante-six échangeurs de chaleur verticaux dont quatre pompes à chaleur destinées à un refroidissement et un chauffage pour un bâtiment universitaire au Royaume-Uni. Il s'avère que le système offre une efficacité satisfaisante comprise entre 2,97 et 2,49 mais légèrement inférieure à celle indiquée par les données du fabricant. Ils montrent également que la demande en refroidissement est plus élevée que le chauffage et que les variations de température étaient relativement modestes. Soltani et al. [63] ont passé en revue l'utilisation de l'énergie géothermique et fournit en détail les avantages des systèmes de chauffage et de refroidissement géothermiques dans les bâtiments. Ils soulignent que ce sont des technologies fiables pour un usage résidentiel et commercial. Ils offrent de meilleures performances que des pompes aérothermiques d'une valeur environ 4,9. Ramírez-Dávila et al. [64] ont présenté une étude numérique d'un échangeur de chaleur terre-air pour plusieurs villes dans des conditions climatiques mexicaines. L'objectif était de prédire les performances thermiques du système dans le refroidissement ou le chauffage des bâtiments. Les résultats ont montré que l'utilisation de ce système pour le refroidissement des bâtiments offre de meilleures performances thermiques en été qu'en hiver. Grâce à ce système la température de l'air intérieur pourrait être réduite de 6,6 °C et 3,2 °C en été et augmentée de 2,1 °C et 2,7 °C en hiver pour la ville de Juárez au Mexique. De Paepe et al. [65] ont fait une étude numérique pour analyser l'influence des paramètres de conception d'un échangeur terre-air dans le but d'optimiser l'efficacité thermique et réduire les pertes de charge. Les dimensions caractéristiques de l'échangeur telles que la longueur, le diamètre et le nombre des tubes parallèles étaient déterminées en utilisant une méthode analytique unidimensionnelle. D'après les résultats, des meilleures performances thermiques peuvent être obtenues ainsi que des pertes de charge importantes avec une grande longueur ou avec un diamètre de tubes plus petit. En plus, l'utilisation de plusieurs tubes en parallèles pourrait diminuer les pertes de charge et augmenter les performances. A partir d'une étude numérique, Thiers et al. [66] ont aussi évalué les

performances énergétiques et environnementales d'une maison passive utilisant un échangeur de chaleur terre-air en France. Une étude comparative entre deux bâtiments a été réalisée. Il a été montré que grâce au système de chauffage utilisé, une maison passive offre une économie d'énergie importante, un bon confort thermique dans la plupart du temps et une réduction de l'impact environnemental par rapport à un bâtiment standard. Ghosal et al. [67] ont développé un modèle thermique destiné au chauffage et au refroidissement d'une serre à l'aide d'un système d'échangeur terre-air à Delhi en Inde. Dans cette étude, une analyse de l'influence de la longueur et du diamètre du tuyau enterré, le débit massique de l'air, la nature et la profondeur du sol sur la température de l'air intérieur a été réalisée. Il s'avère que l'utilisation du système a permis d'augmenter d'environ 7 °C à 8 °C la température de l'air pendant l'hiver et de la diminuer pendant l'été de 5 °C à 6 °C, grâce à l'augmentation de la longueur du tuyau et la profondeur du sol à 4 m ou la diminution du débit massique de l'air et le diamètre du tuyau. Maerefat et al. [68] ont proposé et étudié un système de refroidissement passif par échangeur de chaleur terre-air combiné à une cheminée solaire. Ils ont analysé l'effet du refroidissement d'un bâtiment en optimisant la longueur et le diamètre de la conduite souterraine. Les résultats de l'étude prouvent qu'un diamètre optimal de conduite de 0,5 m avec une longueur de plus de 20 m devrait être utilisé pour satisfaire le besoin de confort thermique dans le local. Il a été également montré dans l'étude que les performances dépendent de la configuration du système ainsi que des conditions climatiques extérieures. Gan [69] a également étudié les effets de la longueur d'un échangeur air-sol. Ils ont également étudié les interactions dynamiques entre cet échangeur, le sol et l'environnement ambiant utilisé pour le préchauffage et le refroidissement de l'air soufflé afin d'analyser les performances thermiques. Il a été constaté que les interactions thermiques et hydriques directes entre l'échangeur de chaleur, le sol et l'air d'alimentation ont un impact significatif sur la capacité du système à transférer de la chaleur. Une négligence des interactions entraînera une surestimation du taux de transfert de chaleur. En plus, il a été montré qu'avec un échangeur de 0,2 m comme diamètre de conduite, une longueur de 40 m et une vitesse moyenne de 2 m/s suffiraient pour fournir de l'air à l'intérieur de la maison.

Ce système de refroidissement offre de nombreux avantages dont les principaux sont la disponibilité du gisement géothermique partout pour plusieurs dizaines d'années, le potentiel de refroidissement élevé, l'économie de combustibles fossiles et ses émissions très polluantes, les faibles coûts de maintenance et d'exploitation. Il n'est pas encombrant et fonctionne sans aucun bruit. Les échangeurs géothermiques verticaux occupent moins d'espace. Également,

les échangeurs horizontaux sont moins coûteux et faciles à installer. Par contre, la disponibilité d'un grand espace est nécessaire pour installer un échangeur de chaleur horizontal et ils sont rentables uniquement pour des installations de petites tailles. En plus, les échangeurs verticaux demandent un gros investissement en raison du coût de forage et un personnel hautement qualifié pour les installations et leurs mises en œuvre. Les sites de forages sont aussi limités pour éviter les risques sismiques.

Il est illustré dans le tableau 1.1 les différentes technologies passives avec leurs avantages et les inconvénients.

Systemes passifs	Avantages	Inconvénients
Refroidissement par évaporation directe	<ul style="list-style-type: none"> - Le coût d'une installation est environ la moitié ou moins de celui d'un climatiseur classique, - Le coût d'exploitation estimé est de 1/8 du coût d'exploitation du système classique, - La consommation électrique est limitée au ventilateur et à la pompe à eau, qui a une consommation de courant relativement faible au démarrage ; - Fluide de travail est de l'eau. Aucun réfrigérant spécial, comme l'ammoniac ou les CFC n'est utilisé qui pourrait être toxique. - Capable de réduire les températures internes jusqu'à 14 °C dans les climats avec une humidité moyenne de 20 % à 30 %. - Possible d'installer ce système dans des espaces ou pièces ouvertes contrairement aux systèmes actifs etc... 	<ul style="list-style-type: none"> - Le système est efficace uniquement lorsque l'air extérieur est chaud et sec du fait qu'il refroidit l'air en l'humidifiant, - La plupart des systèmes sont incapables d'abaisser la température de l'air autant que les climatiseurs actifs. - L'humidité élevée de l'air provoque la formation de condensation de l'eau et accélère ainsi la corrosion et la prolifération des composés organiques volatile (moisissure...), - Pour la meilleure performance du système, un nettoyage et un entretien réguliers sont obligatoires en raison du taux d'évaporation et de la teneur en minéraux.
Refroidissement par évaporation	<ul style="list-style-type: none"> - Ne nécessite pas le contrôle d'humidité car il ne libère pas de vapeur d'eau dans l'environnement réfrigéré, - Comme le système à évaporation 	<ul style="list-style-type: none"> - Ce système est efficace uniquement lorsque l'humidité relative de l'air extérieure est plus élevée du fait qu'il

indirecte	<p>directe, l'un des avantages le plus important de ce système est également son économie d'énergie élevée,</p> <ul style="list-style-type: none"> - Il fonctionne mieux avec les fenêtres ouvertes en créant un agréable flux d'air frais, - Réduit l'impact sur l'écosystème, - Capable de réduire les températures internes jusqu'à 5 °C dans les climats plus humide, avec une humidité de 70 % à 80 %. 	<p>refroidit l'air sans l'humidifier,</p> <ul style="list-style-type: none"> - La plupart des systèmes sont incapables d'abaisser la température de l'air autant que les climatiseurs actifs ; - Il est impossible de maintenir la température du local à une température constante ;
Refroidissement par matériaux à changement de phase	Le coût du MCP est très faible, il est moins encombrant. La taille du système est également réduite.	Le MCP présente une faible conductivité thermique, ce qui affecte sa diffusivité thermique et le temps nécessaire pour fondre ou solidifier la matière
Refroidissement par boucle thermosiphon diphasique	<ul style="list-style-type: none"> - Le coût de la fabrication et de la maintenance du système est très faible, - Il est capable de transférer une grande puissance thermique, - Le système présente une structure très simple, moins encombrants et fonctionne naturellement sans bruit avec un faible débit du fluide frigorigène, - Il ne nécessite pas de circulateur pour le retour du fluide caloporteur vers l'évaporateur. 	<ul style="list-style-type: none"> - Un remplissage excessif ou insuffisant du fluide de travail entraîne une faible performance du système ; - Une grande résistance à l'écoulement ou à la conduction thermique réduit la capacité du système à transférer de la chaleur.
Refroidissement par ventilation naturelle ou par convection naturelle	<ul style="list-style-type: none"> - Il ne nécessite aucun équipement annexe, - Il ne nécessite pas de consommation électrique ; - Il est silencieux, - Il n'a pas besoin d'entretien, - Elle permet d'économiser et n'a pas de coût d'usage, - Bon choix pour réduire l'impact écologique des bâtiments. 	<ul style="list-style-type: none"> - il dépend des conditions climatiques pour fonctionner, - la complexité des calculs, - Pour que la ventilation marche, la température extérieure doit être inférieure à celle de l'intérieure. - Elle convient mieux aux bâtiments collectifs, - L'occupation des locaux

		<p>n'est pas prise en compte avec ce mode de ventilation,</p> <ul style="list-style-type: none"> - l'efficacité du système est affectée avec une température ambiante supérieure à 35 °C.
Refroidissement radiatif	<ul style="list-style-type: none"> - La technologie de refroidissement radiatif fonctionne sans consommer d'énergie, ni émettre de dioxyde de carbone et d'autres gaz à effet de serre ; - Le système fonctionne jour et nuit. 	<ul style="list-style-type: none"> - Une humidité relative élevée, un ciel nuageux et la pollution affectent négativement le refroidissement en réduisant les performances du système ; - le potentiel de la surface radiative est réduit lorsque la surface est entourée d'air chaud.
Refroidissement par la géothermie	<ul style="list-style-type: none"> - Disponibilité du gisement géothermique presque dans tous les pays, - Potentiel de refroidissement élevé ; - Il permet d'économiser le combustible fossile et ses émissions très polluant ; - Il est silencieux et non encombrant. 	<ul style="list-style-type: none"> - Investissement financière assez importante ; - Les forages peuvent provoquer des fissures dans la terre qui conduisent parfois à des séismes

Tableau 1.1: Avantages et inconvénients des systèmes passifs.

1.7 Conclusion

Une revue bibliographique sur les techniques de refroidissement passif des bâtiments et la situation énergétique de la Guinée a été présentée. A travers cette littérature, les avantages et les inconvénients de ces techniques de climatisation ont été soulignés. Elle nous a permis également de mieux comprendre leurs principes de fonctionnement. Plusieurs techniques passives de climatisation pour améliorer le confort thermique des bâtiments existent telles que la ventilation naturelle, le refroidissement radiatif, par évaporation, par la géothermie, par boucle diphasique, par matériaux à changement de phase. Cependant, dans les pays dotés d'une forte irradiation solaire comme la Guinée, la technique de refroidissement passif par une boucle diphasique est plus intéressante. Les boucles de refroidissements diphasiques passives fonctionnent avec une différence de température et peuvent dissiper une grande

puissance thermique si elles sont bien conçues. La possibilité de transport de chaleur dépend de plusieurs facteurs limitateurs qui doivent être pris en compte lors de la conception de la boucle. La viscosité du fluide caloporteur, la vitesse de l'écoulement de la vapeur et la différence de température de fonctionnement sont parmi les facteurs qui peuvent limiter les performances des boucles diphasiques. L'utilisation du fluide moins visqueux réduit les forces de frottement qui empêche l'écoulement de la vapeur dans la boucle. Le chapitre suivant fera l'objet de la modélisation et la simulation de l'habitat, la boucle de refroidissement diphasique passive et le couplage dans des conditions climatiques de la préfecture de Mamou (Guinée).

Chapitre 2 : Modélisation des transferts de chaleur d'un habitat équipé d'une boucle thermosiphon diphasique

Chapitre 2 : Modélisation des transferts de chaleur d'un habitat équipé d'une boucle thermosiphon diphasique

2.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la modélisation des transferts de chaleur d'un habitat équipé de la boucle thermosiphon diphasique. Pour ce faire, nous divisons l'habitat en une toiture et une partie habitable appelée par la suite « habitat ». Ainsi, la modélisation de chaque partie de l'habitat sera faite. Cette modélisation décrira les différents transferts de chaleur entre les parois extérieures, intérieures et l'air interne de l'habitat. En général, ces transferts de chaleur s'effectuent selon trois modes tels que : par convection, par rayonnement et par conduction. Egalement, la boucle de climatisation sera modélisée par le même principe. L'objectif du modèle de climatiseur qu'on souhaite développer est de prédire l'évolution de la distribution temporelle des températures dans les différents composants de la boucle. Cette prédiction obtenue à base des équations de transferts permettra d'évaluer la performance du confort thermique dans le local. Dans la présente étude, les équations basées sur la méthode nodale sont établies grâce à l'application de la loi de la conservation d'énergie et à l'analogie qui existent entre les transferts thermiques et électrique. Ensuite la performance de la boucle de climatisation et une estimation du rayonnement solaire incident sur les différentes parois de l'habitat sera déterminée. Pour finir, nous allons effectuer un couplage grâce aux transferts convectif entre l'air intérieur du local et la surface de l'évaporateur placé dans ce local. Les coefficients de transferts de chaleur seront déduits de corrélations semi-empiriques de la littérature. Les équations de transferts de chaleur seront résolues avec un langage sous FORTRAN en utilisant la méthode implicite aux différences finies associée à une procédure itérative. Chaque partie du modèle telle que l'unité de climatisation, toiture et habitat est modélisée séparément.

2.2 Description du modèle physique

L'habitat retenu pour cette étude est un modèle d'habitat classique typique de la Guinée. Il est composé de deux parties : une toiture et une partie habitacle. La toiture est de forme rectangulaire inclinée vers le Sud faisant un angle de 30° par rapport à l'horizontal et d'une hauteur de 0,5 m. Elle est couverte de feuilles de tôles en acier galvanisé de faible épaisseur environ 5 mm et de conductivité thermique élevée environ 50 W/m^2 . La toiture est séparée de la partie habitacle par un faux plafond en contre-plaqué qui joue le rôle d'un isolant comme le montre la figure 2.1. La partie habitacle est de forme parallélépipède de dimensions $4 \times 3 \times 3 \text{ m}$

avec une surface au sol de 12 m². Le mur d'une épaisseur de 15 cm, est construit avec des briques en terre cuite et du sol en béton. Le modèle d'habitat retenu est équipé d'une boucle de climatisation composée d'un évaporateur, d'un condenseur, d'un riser et d'un downcomer. L'évaporateur est disposé dans le local à climatiser et le condenseur à l'extérieur de ce local (figure 2.1). Les conduites sont isolées de telle manière qu'on peut négliger les pertes thermiques du fluide caloporteur. Le condenseur est fixé sur la paroi extérieure Est de l'habitat. Le cuivre est utilisé comme matériaux de la boucle de climatisation. Chaque partie du modèle telle que l'unité de climatisation, toiture et habitat est modélisée séparément. Dans un premier temps, nous effectuons le couplage entre la toiture et la partie habitable grâce à la surface du faux-plafond. Ensuite, Nous ajoutons une expression de transfert convectif sur l'équation bilan de l'air interne de l'habitat pour faire le couplage du modèle entre l'air interne du local et la surface de l'évaporateur.

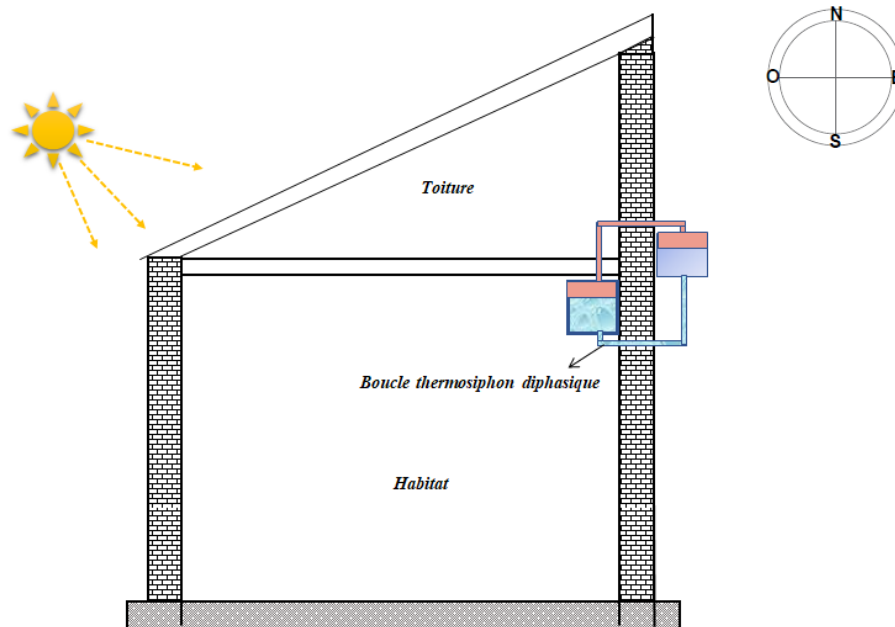


Figure 2.1 : Modèle physique de l'habitat équipé de la boucle de climatisation.

Les propriétés thermo-physiques des matériaux pour l'habitat et la boucle de climatisation sont présentées dans le tableau 2.1. Les propriétés thermiques du méthanol sont déterminées à partir de l'annexe B.

Matériaux	Masse volumique ρ (kg/m^3)	Capacité calorifique c_p ($J/kg.K$)	Conductivité thermique λ ($W/m.K$)
Habitat			
Brique de terre cuite	1850	1000	1,150
Tôles en acier galvanisé	7800	450	50

Faux-plafond en contre plaquée	800	1600	0,24
Béton	2300	100	0,8
La boucle de climatisation			
Air	1,16	1006	0,0261
Cuivre	8900	380	380
Méthanol (liquide)	786	4390	
Méthanol (Vapeur)	0,218	1400	

Tableau 2.1 : Propriétés thermo-physiques des matériaux.

2.3 Principe de fonctionnement

Le flux solaire incident arrive sur la toiture et sur les parois du mur de l'habitat. Sous l'effet de la température ambiante et du flux solaire incident, les différents composants de l'habitat (la toiture en acier galvanisé, mur, faux-plafond, etc.) absorbent de la chaleur pendant la période diurne. Cette chaleur est transmise à l'air intérieur de l'habitat par conduction, par rayonnement et par convection. Ainsi, la température de l'air intérieur augmente durant toute la journée. Les différents modes de transferts de chaleur sur l'habitat sont illustrés sur la figure 2.2. Quant à la boucle de climatisation, elle fonctionne à base de méthanol comme fluide caloporteur. Ce fluide frigorigène absorbe la chaleur du milieu à climatiser et s'évapore dans l'évaporateur. La vapeur du fluide frigorigène s'élève dans le riser sous l'action des forces de flottabilités engendrées par les différences de masse volumique de ce fluide dans le riser et le downcomer. Il se condense dans le condenseur en dégageant sa chaleur latente de condensation. Le condensat s'écoule par gravité dans le downcomer et retourne dans l'évaporateur.

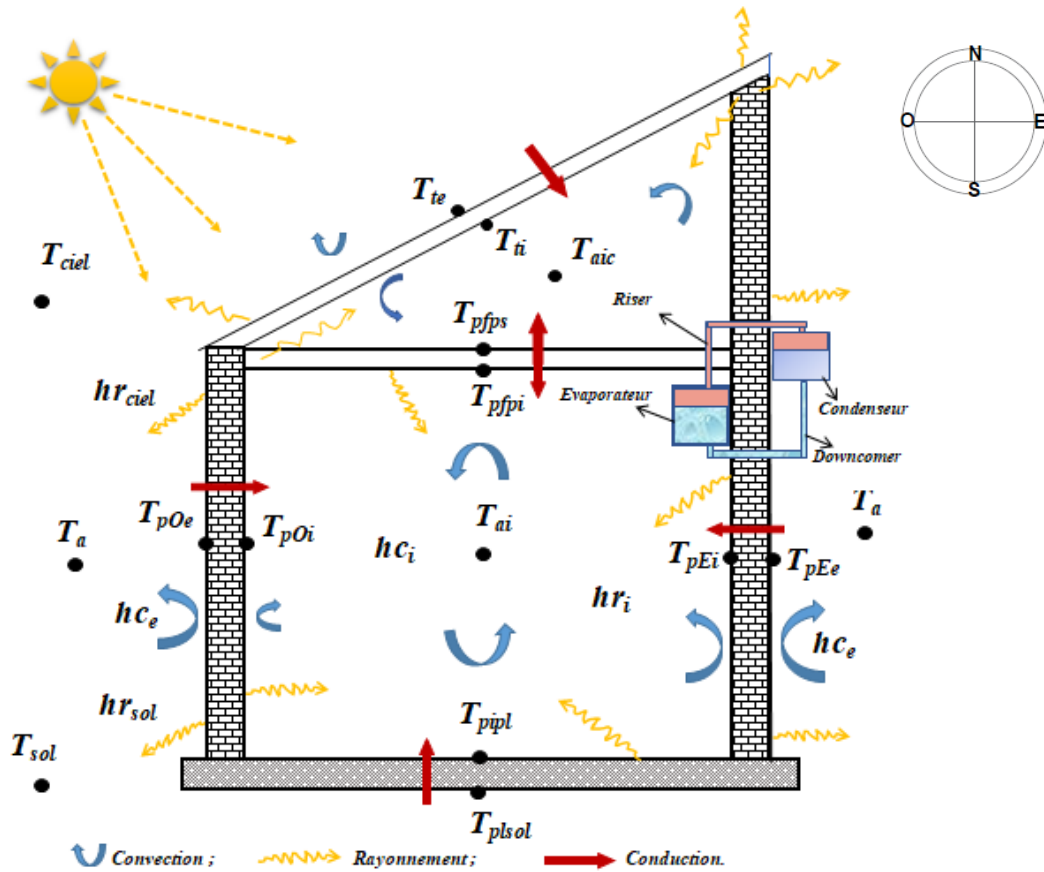


Figure 2.2 : Différents modes de transferts de chaleur dans l'habitat.

2.4 Formulation mathématique du modèle physique

2.4.1 Hypothèses simplificatrices

Dans notre cas, les hypothèses simplificatrices suivantes ont été supposées pour établir les équations de bilan de transferts de chaleur :

- Les transferts thermiques sont unidirectionnels ;
- L'inertie thermique de l'air et les pertes de charges dans la boucle sont négligeables ;
- L'air et la vapeur du fluide sont considérés comme un gaz parfait ;
- L'air est parfaitement transparent au rayonnement solaire ;
- Les différents composants de l'habitat et de l'unité de climatisation ne sont le siège d'aucun transfert de masse ;
- La distribution des températures sur les parois internes et externes est uniforme ;
- Le taux de renouvellement d'air n'est considéré que dans l'enceinte habitable ;
- Les propriétés thermo-physiques des matériaux sont constantes ;
- Toute la quantité de masse évaporée est condensée,

- L'écoulement de fluide est à une dimension ;
- La vapeur est un gaz idéal ;
- L'ébullition se produit à l'évaporateur ;
- Une condensation dans le film se produit au niveau du condenseur ;
- Les matériaux sont assimilés à des corps gris ;
- La voûte céleste se comporte comme un corps noir.

2.4.2 Equation de base

Les équations de transferts thermiques régissant le modèle étudié sont établies sur la base d'une méthode nodale. Cette approche nous permet de procéder à un établissement du bilan thermique basé sur l'analogie entre les transferts thermiques et électriques. Ainsi, nous considérons chaque nœud (i) un élément indépendant des autres et nous appliquons la loi de la conservation d'énergie. En général, la variation instantanée de l'énergie sur un nœud considéré d'une surface d'un composant du système est égale à la somme algébrique des densités des flux échangés au sein de ce nœud de cette surface. L'équation de bilan de transferts de chaleur s'écrit par l'équation (2.1) [70] :

$$m_i c p_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = DFS + \sum_i h_{xij} S_i (T_j - T_i) + \Phi_i \quad (2.1)$$

$$m_i = \rho_i V_i$$

Avec :

$$DFS = \alpha_i G_i \text{ (W/m}^2\text{)}$$

DFS : Densité de Flux Solaire absorbé par le matériau (i) ;

α_i : Le coefficient d'absorptivité du matériau (i) ;

G_i : Densité de flux solaire incident sur la surface du milieu (i) en W/m^2 ;

Φ_i : La source ou puits de chaleur de chaleur en (W/m^2) ;

j L'indice du milieu pour lequel T_j est un potentiel connecté au potentiel T_i

h_{xij} : Coefficient de transfert de chaleur suivant le mode x (la conduction, la convection ou le rayonnement) entre les milieux i et j (W/m^2K)

S_i : Surface de la section considérée (m^2) ;

A l'exception du bilan de transfert au niveau du fluide méthanol, l'équation (2.1) sera appliquée par la suite aux différents composants de l'habitat et de la boucle thermosiphon diphasique. Le bilan sur le nœud au niveau du fluide dans le riser et le downcomer est obtenu par l'expression (2.2) :

$$m_i C p_i \left(\frac{\partial T_i}{\partial t} + U \overrightarrow{grad} T_i \right) = \sum_i h_{xij} S_i (T_j - T_i) \quad (2.2)$$

Avec :

$\overrightarrow{grad} T_i$: Gradient de température du milieu i et j .

2.4.3 Equations de bilan des transferts de chaleur sur le modèle d'habitat et la boucle de climatisation

2.4.3.1 Equations de bilan des transferts au niveau de la boucle thermosiphon

Nous établissons par la suite, les équations de bilan thermique sur chaque composant de la boucle de climatisation. En effet, l'ensemble des composants (évaporateur, condenseur, riser et downcomer) présentés sur la figure 2.3 sera détaillé pour montrer les différents modes de transfert de chaleur dans ces composants. Dans notre étude, il est nécessaire de commencer par l'évaporateur qui représente l'élément principal où débutent les phénomènes physiques qui entraîne la boucle.

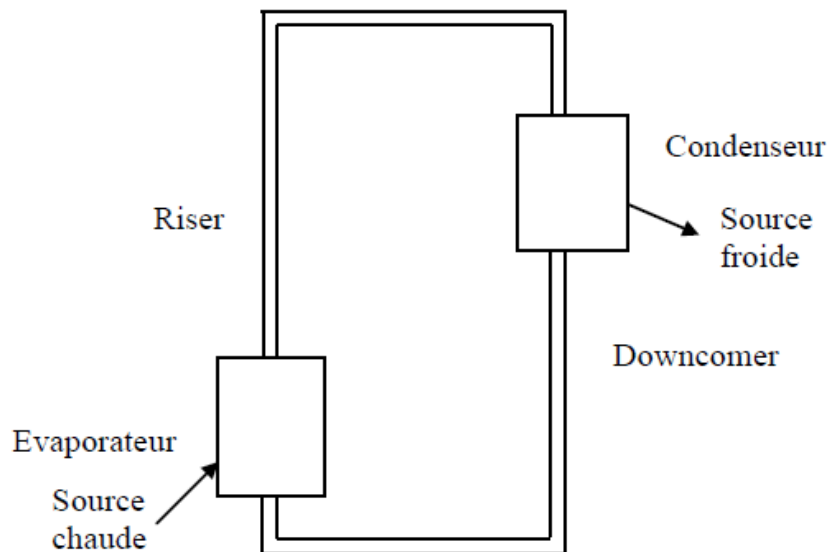


Figure 2. 3 : Schéma de la boucle thermosiphon diphasique.

2.4.3.1.1 Bilan au niveau de l'évaporateur

L'évaporateur représente l'élément principal de la boucle où le fluide sous une pression de saturation s'évapore. La dissipation de la chaleur dans l'habitat va entraîner un changement de phase du liquide caloporteur en vapeur. La figure (2.4) illustre le schéma de l'évaporateur avec les différents modes de transferts de chaleur. L'évaporateur est considéré comme un échangeur à plaque. Il est composé de quatre (4) plaques en cuivre de même hauteur et de même épaisseur. Le méthanol s'écoule à l'intérieur de ces plaques. Nous allons écrire une équation de bilan thermique sur chaque point considéré au niveau de l'évaporateur.

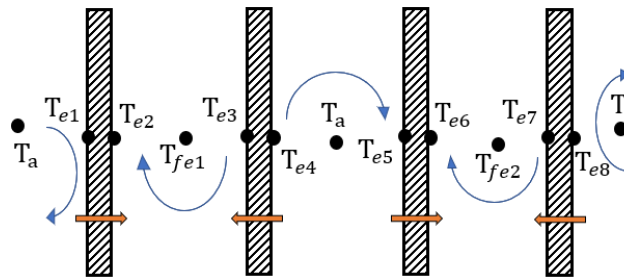


Figure 2.4 : Les différents modes de transfert de chaleur à l'évaporateur.

- **Bilans thermiques au niveau des parois externes**

Les surfaces extérieures échangent de la chaleur par convection avec l'ambiance et par conduction avec les faces internes de la paroi. Les équations des bilans sur l'ensemble des faces extérieures au niveau de l'évaporateur s'écrivent :

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{e1}}{\partial t} \right) = h_c(T_a - T_{e1}) + \frac{\lambda}{e}(T_{e2} - T_{e1}) \quad (2.3)$$

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{e4}}{\partial t} \right) = \frac{\lambda}{e}(T_{e3} - T_{e4}) + h_c(T_a - T_{e4}) \quad (2.4)$$

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{e5}}{\partial t} \right) = h_c(T_a - T_{e5}) + \frac{\lambda}{e}(T_{e6} - T_{e5}) \quad (2.5)$$

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{e8}}{\partial t} \right) = \frac{\lambda}{e}(T_{e7} - T_{e8}) + h_c(T_a - T_{e8}) \quad (2.6)$$

Où :

m : La masse de la plaque de cuivre (kg) ;

c_p : Capacité calorifique massique de la plaque du cuivre ($J/kg.K$) ;

h_c : Coefficient de transfert de chaleur par convection (W/m^2K) ;

S : Surface d'échange (m^2) ;

T_a : Température ambiante (K) ;

T_e : Température de la paroi sur chaque point considéré de l'évaporateur (K) ;

λ : Conductivité thermique du cuivre ($W/m.K$)

e : Épaisseur de la paroi de cuivre (m) ;

- **Equations pour les parois internes**

Les faces intérieures des différentes parois échangent par convection avec le fluide de travail et par conduction avec les faces extérieures de ces mêmes parois. Les bilans thermiques au niveau des surfaces intérieures des parois de l'évaporateur s'écrivent :

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{e2}}{\partial t} \right) = \frac{\lambda}{e} (T_{e1} - T_{e2}) + h_c (T_{fe1} - T_{e2}) \quad (2.7)$$

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{e3}}{\partial t} \right) = h_c (T_{fe1} - T_{e3}) + \frac{\lambda}{e} (T_{e4} - T_{e3}) \quad (2.8)$$

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{e6}}{\partial t} \right) = \frac{\lambda}{e} (T_{e5} - T_{e6}) + h_c (T_{fe2} - T_{e6}) \quad (2.9)$$

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{e7}}{\partial t} \right) = h_c (T_{fe2} - T_{e7}) + \frac{\lambda}{e} (T_{e8} - T_{e7}) \quad (2.10)$$

- **Equations au niveau du fluide**

La vapeur de méthanol quitte l'évaporateur vers le riser sous une pression de saturation et une vitesse d'évaporation. De l'autre côté, le condensat provenant du condenseur retourne à l'évaporateur par le biais du downcomer. A ce niveau le bilan thermique tient compte de la chaleur extraite à l'évaporateur et s'effectue uniquement par convection avec les surfaces internes des parois. Les équations du bilan thermique aux points considérés au niveau du fluide méthanol à l'évaporateur s'écrivent par les relations (2.11) et (2.12) :

$$\frac{m_f c_{pf}}{S_f} \left(\frac{\partial T_{fe1}}{\partial t} \right) = h_c (T_{e2} - T_{fe1}) + h_c (T_{e3} - T_{fe1}) - \dot{m} h_{fg} \quad (2.11)$$

$$\frac{m_f c_{pf}}{S_f} \left(\frac{\partial T_{fe2}}{\partial t} \right) = h_c (T_{e6} - T_{fe2}) + h_c (T_{e7} - T_{fe2}) - \dot{m} h_{fg} \quad (2.12)$$

Où :

m_f : Masse du fluide caloporteur (kg) ;

T_{fe} : Température de fluide au niveau de l'évaporateur (K)

c_{pf} : Capacité calorifique massique du fluide caloporteur ($J/kg.K$) ;

S_f : Surface d'échange du fluide (m^2)

\dot{m} : Débit massique (kg/s) ;

h_{fg} : Chaleur latente de vaporisation (J/kg) ;

- **Débit d'évaporation**

Le débit quittant l'évaporateur pour le riser se calcule par la relation (2.13) :

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m} = S\beta_m[w_{vs}(T_s) - w_v(T)] \quad (2.13)$$

Avec :

w_{vs} : Fraction massique de la vapeur saturante de méthanol. Elle est calculée par la relation (2.14) :

$$w_{vs} = \frac{P_{vs}(M_v/M_{air})}{P_g + P_{vs}\left(\frac{M_v}{M_{air}} - 1\right)} \quad (2.14)$$

w_v : Fraction massique de la vapeur de méthanol, déterminée par la relation (2.15) :

$$w_v = \frac{P_v(M_v/M_{air})}{P_g + P_v\left(\frac{M_v}{M_{air}} - 1\right)} \quad (2.15)$$

M_v : La masse molaire de la vapeur du méthanol (g/mol)

M_{air} : La masse molaire de l'air (g/mol)

P_g : La pression atmosphérique

w_{vs} : La fraction massique de vapeur saturante

w_v : La fraction massique de vapeur.

P_{vs} : Pression de vapeur saturante du méthanol (Pa) [71]. Elle peut être calculée à partir de l'équation (2.16).

$$P_{vs} = 133,32 \exp \left[18,5875 - \frac{3626,55}{(T - 34,29)} \right] \quad (2.16)$$

P_v : Pression de la vapeur de méthanol (Pa). Calculée par la relation (2.17) :

$$P_v = P_{vs} H_r \text{ avec } H_r = 10 \% \quad (2.17)$$

Où :

H_r : L'humidité relative (%);

Pour bien choisir une corrélation adaptée à notre étude, nous procédons à une vérification du régime, en déterminant le nombre Schmidt, de Lewis et le rapport de force, comme suit :

Détermination du nombre de Schmidt par la relation (2.18) :

$$Sc = \frac{\nu}{D_{va}} \quad (2.18)$$

D_{va} : Le coefficient de diffusion massique (m^2/s)

ν La viscosité cinématique (m^2/s)

Détermination du nombre de Lewis calculé par l'expression (2.19) :

$$Le = \frac{Sc}{Pr} \quad (2.19)$$

Pr : Le nombre de Prandtl.

Le rapport de forces d'origine massique et thermique se calcule par :

$$N = \frac{\beta_m^* \Delta w}{\beta_T \Delta T} = \frac{Gr_m}{Gr_T} \quad (2.20)$$

$$\beta_m^* = \frac{M_{air} - M_v}{(M_{air} - M_v)w_v + M_v} \quad (2.21)$$

β_m^* : Coefficient de dilatation massique (K^{-1})

β_T : Coefficient de dilatation thermique (K^{-1})

En adoptant pour la vapeur de méthanol, nous sommes dans un régime contrôlé par l'effet massique, pour $N/Le \gg 1$. Ainsi, nous adoptons le nombre de Sherwood pris égal à :

$$Sh = (N Le Ra_T)^{1/4} = (Ra_m)^{1/4} \quad (2.22)$$

β_m : Coefficient de transfert de masse. Il se calcule par l'expression (2.23) :

$$\beta_m = \frac{Sh D_{va}}{H} \quad (2.23)$$

D_{va} : Coefficient de diffusion moléculaire de la vapeur de méthanol dans l'air. Ce coefficient est estimé en utilisant la corrélation (2.15) de Fuller-Schettler-Giddings [72] [73].

$$D_{va} = \frac{10^{-7} T^{1.75} \left[\frac{1}{M_{air}} + \frac{1}{M_v} \right]^{1/2}}{P_T (V_{air}^{1/3} + V_v^{1/3})^2} \quad (2.24)$$

Avec M_{air} et M_v la masse molaire de l'air et de méthanol g/mol, V_{air} et V_v sont les volumes de diffusion moléculaire calculés à partir des contributions atomiques. Les valeurs de ces volumes sont données dans le tableau 2.2.

Espèce	CO_2	CO	H_2	CH_3OH	H_2O	N_2	CH_4
$V_i(m^3)$	26,7	18	6,12	31,3	13,1	18,5	25,1

Tableau 2.2 : Volumes de diffusion dans la corrélation de Fuller-Schettler-Giddings [74].

2.4.3.1.2 Bilan des transferts de chaleur et de matière au niveau du riser

Le riser (ou encore appelé la colonne montante) est un élément de connexion de l'évaporateur au condenseur par lequel la vapeur monte pour atteindre le condenseur. Il est bien isolé de telle manière qu'on peut négliger l'influence de l'ambiance vers l'intérieur de cette conduite. Le schéma du riser avec les différents modes de transfert de chaleur est présenté sur la figure (2.5). Le riser est considéré symétrique, ainsi nous allons faire un bilan thermique sur la face extérieure, intérieure et au niveau de la vapeur comme illustré sur la figure. Dans ce bilan les températures sont étudiées en fonction de l'évolution de la vapeur de l'entrée jusqu'à la sortie du riser. Pour ce faire, nous divisons le riser en plusieurs sections de longueur dx . La vapeur de méthanol entre dans le riser à la première section avec une vitesse d'écoulement U et une température T_v en cédant de la chaleur et sort du riser à la dernière section avec une autre température T_{v-1} .

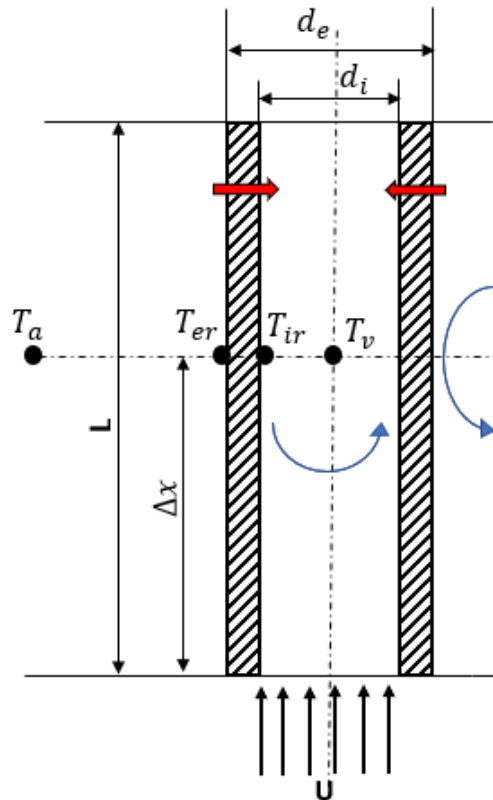


Figure 2.5 : Les différents modes de transfert de chaleur au riser.

T_a : Température ambiante (K)

T_{er} : Température extérieure de la paroi du riser (K)

T_{ir} : Température intérieure de la paroi du riser (K)

T_v : Température de la vapeur de méthanol dans le riser (K)

U : Vitesse de l'écoulement de la vapeur de méthanol (m/s)

d_i : Diamètre intérieur du riser (m)

d_e : Diamètre extérieur du riser (m)

L : Longueur totale du riser (m)

Δx : Le pas (m).

- **Equation de bilan au niveau de la paroi externe**

La face extérieure T_{er} échange par convection avec l'ambiance et par conduction avec la face interne T_{ir} . Le bilan thermique sur la face extérieure du riser s'écrit par la relation (2.25) :

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{er}}{\partial t} \right) = h_c(T_a - T_{er}) + \frac{\lambda}{e_p} (T_{ir} - T_{er}) \quad (2.25)$$

e_p Épaisseur de la paroi de la conduite (m).

- **Equation de bilan au niveau de la paroi interne**

La face intérieure T_{ir} échange par conduction avec la surface extérieure T_{er} et par convection avec la vapeur de méthanol T_v . Le bilan thermique sur la face extérieure du riser s'écrit par la relation (2.26) :

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{ir}}{\partial t} \right) = \frac{\lambda}{e_p} (T_{er} - T_{ir}) + h_c(T_v - T_{ir}) \quad (2.26)$$

λ : Conductivité thermique de la conduite ($W/m.K$) ;

e_p : Epaisseur de la paroi du riser (m).

- **Equation de bilan au niveau de la vapeur de méthanol**

Au niveau de la température de la vapeur, l'échange thermique s'effectue uniquement par convection avec les surfaces internes des parois. L'équation du bilan thermique au niveau de la température de vapeur s'écrit :

$$\frac{m_v c_p}{S_v} \left(\frac{\partial T_v}{\partial t} + U \frac{T_v - T_{v-1}}{\Delta x} \right) = h_c(T_{ir} - T_v) \quad (2.27)$$

Avec $Pu = m_v c_{pv} U \frac{T_v - T_{v-1}}{\Delta x}$

m_v : La masse de la vapeur du méthanol (m) ;

c_{pv} : La capacité calorifique massique de la vapeur de méthanol ($J/kg.K$) ;

S_v : Surface d'échange de la vapeur (m²).

Les différentes masses se calculent à l'aide de la masse volumique et du volume. Les inconnues du système sont : T_e , T_i et Pu , ensuite à partir de Pu on calcule la température de la vapeur de méthanol T_v .

2.4.3.1.3 Bilan de transfert de chaleur au niveau du condenseur

Le condenseur est un échangeur de chaleur constitué par des plaques de cuivre de mêmes dimensions. Il est placé à l'extérieur de l'habitat sur le mur Est et sous l'effet des conditions climatiques. Le flux solaire arrive sur les parois extérieures du condenseur. La vapeur provenant de l'évaporateur s'écoule directement jusqu'au condenseur où elle va se condenser. Ainsi nous avons un gain de chaleur apporté par la vapeur du méthanol cédée dans l'évaporateur. La figure (2.6) montre les modes de transferts de chaleur ainsi que les différents points considérés pour faire les bilans thermiques.

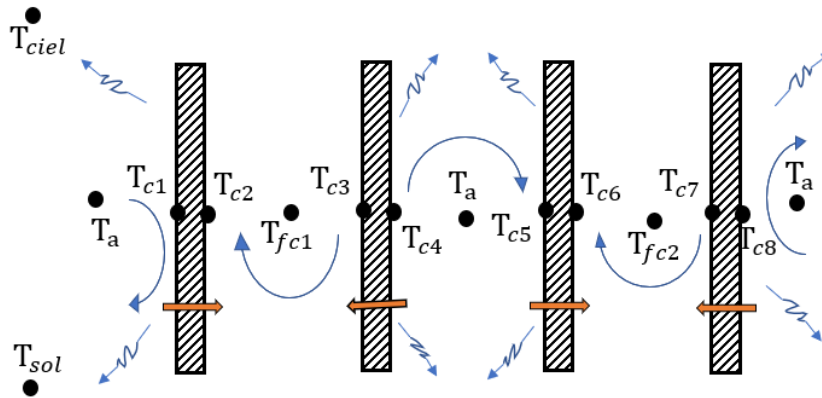


Figure 2.6 : Les différents modes de transfert de chaleur au condenseur.

- **Equations de bilan au niveau des parois externes**

Les faces extérieures des parois échangent par conduction avec les surfaces des parois internes et par convection avec l'air extérieur. Egalement, ces parois reçoivent le flux solaire incident et échangent par radiation avec le sol et le ciel. Les équations des bilans énergétiques au niveau des parois extérieures du condenseur se traduisent par les expressions suivantes :

$$\begin{aligned} \frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{C1}}{\partial t} \right) &= \alpha_p G_p + h_c (T_a - T_{C1}) + \frac{\lambda}{e_p} (T_{C2} - T_{C1}) + h_{r,sol} (T_{sol} - T_{C1}) \\ &+ h_{r,ciel} (T_{ciel} - T_{C1}) \end{aligned} \quad (2.28)$$

$$\begin{aligned} \frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{C4}}{\partial t} \right) &= \alpha_p G_p + \frac{\lambda}{e_p} (T_{C3} - T_{C4}) + h_c (T_a - T_{C4}) + h_{r,sol} (T_{sol} - T_{C4}) \\ &+ h_{r,ciel} S (T_{ciel} - T_{C4}) \end{aligned} \quad (2.29)$$

$$\begin{aligned} \frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{C5}}{\partial t} \right) &= \alpha_p G_p + h_c (T_a - T_{C5}) + \frac{\lambda}{e_p} (T_{C6} - T_{C5}) + h_{r,sol} (T_{sol} - T_{C5}) \\ &+ h_{r,ciel} S (T_{ciel} - T_{C5}) \end{aligned} \quad (2.30)$$

$$\begin{aligned} \frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{C8}}{\partial t} \right) &= \alpha_p G_p + \frac{\lambda}{e_p} (T_{C7} - T_{C8}) + h_c (T_a - T_{C8}) + h_{r,sol} (T_{sol} - T_{C1}) \\ &+ h_{r,ciel} (T_{ciel} - T_{C1}) \end{aligned} \quad (2.31)$$

Où :

T_C : Température de la paroi sur chaque point considéré du Condenseur (K) ;

α_p : Le coefficient d'absorptivité du cuivre ;

G_p : Flux solaire incident sur la paroi extérieure du condenseur (W/m^2) ;

$h_{r,sol}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face extérieure de la paroi du condenseur et le sol (W/m^2K) ;

T_{sol} : La température au sol (K) ;

$h_{r,ciel}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face extérieure de la paroi du condenseur et la voûte céleste (W/m^2K) ;

T_{ciel} : La Température du ciel (K).

- **Equations de bilan au niveau des parois internes**

Les faces intérieures des parois échangent par conduction avec les surfaces des parois extérieures et par convection avec le fluide de travail. Les bilans thermiques sur les faces intérieures des parois sur les plaques du condenseur s'écrivent par les relations suivantes :

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{C2}}{\partial t} \right) = \frac{\lambda}{e_p} (T_{C1} - T_{C2}) + h_c (T_{fc1} - T_{C2}) \quad (2.32)$$

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{C3}}{\partial t} \right) = h_c (T_{fc1} - T_{C3}) + \frac{\lambda}{e_p} (T_{C4} - T_{C3}) \quad (2.33)$$

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{C6}}{\partial t} \right) = \frac{\lambda}{e_p} (T_{C5} - T_{C6}) + h_c (T_{fc2} - T_{C6}) \quad (2.34)$$

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{C7}}{\partial t} \right) = h_c (T_{fc2} - T_{C7}) + \frac{\lambda}{e_p} (T_{C8} - T_{C7}) \quad (2.35)$$

T_{fc} : Température du fluide au niveau du Condenseur (K).

- **Equations au niveau du fluide**

Le fluide de travail dans le condenseur échange de la chaleur uniquement par convection avec les surfaces des parois intérieures. A ce niveau le bilan thermique tient compte du gain de chaleur apporté par la vapeur du méthanol. Ainsi, les équations du bilan thermique aux points considérés au niveau du fluide méthanol dans le condenseur s'écrivent par les relations (2.36) et (2.37) :

$$\frac{m_f c_{pf}}{S_f} \frac{\partial T_{fc1}}{\partial t} = h_c (T_{c2} - T_{fc1}) + h_c (T_{c3} - T_{fc1}) + \dot{m} h_{fg} \quad (2.36)$$

$$\frac{m_f c_{pf}}{S_f} \frac{\partial T_{fc2}}{\partial t} = h_c (T_{c6} - T_{fc2}) + h_c (T_{c7} - T_{fc2}) + \dot{m} h_{fg} \quad (2.37)$$

S_f : Surface d'échange du fluide (m²) ;

2.4.3.1.4 Bilan de transfert de chaleur au downcomer

Le downcomer ou encore la colonne descendante est un élément de connexion du condenseur à l'évaporateur par lequel le condensat à l'état liquide s'écoule jusqu'à l'évaporateur pour terminer un cycle. Il est également bien isolé de telle manière qu'on peut négliger l'influence de l'ambiance vers l'intérieur de cette conduite. Son schéma avec les différents modes de transfert de chaleur est présenté sur la figure (2.7). Il est symétrique, ainsi de la même manière, nous allons faire un bilan thermique au niveau de la face extérieure, intérieure et au niveau du fluide comme illustré sur la figure. Dans ce bilan les températures sont étudiées en fonction de l'évolution de la température d'entrée du fluide dans la conduite jusqu'à la sortie. Pour ce faire, nous divisons aussi le downcomer en plusieurs sections de longueur dx. Le fluide arrive à la première section dans la conduite avec une vitesse de l'écoulement U et une température T_{ld} . Il cède de la chaleur et sort à la dernière section de la conduite avec une autre température T_{ld-1} .

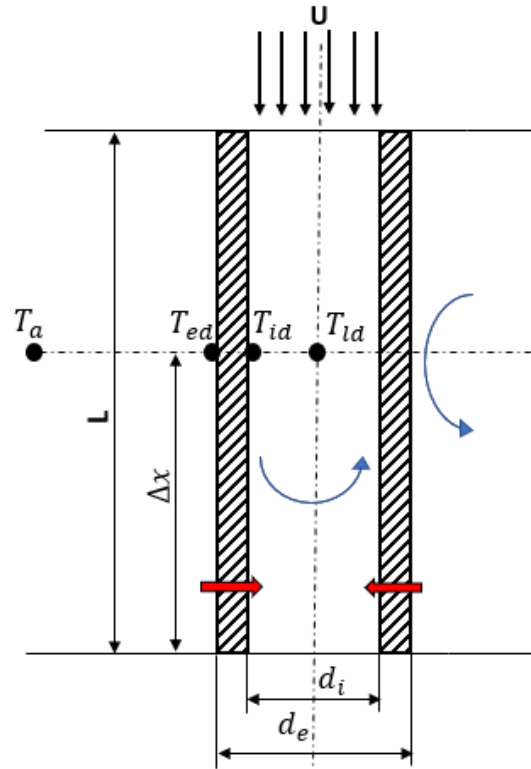


Figure 2.7 : Les différents modes de transfert de chaleur au downcomer.

- **Equation de bilan au niveau de la paroi externe**

La face extérieure T_{ed} échange de la chaleur par convection avec l'air ambiant et par conduction avec la face interne T_{id} . Le bilan thermique sur la face extérieure du downcomer s'écrit par la relation (2.38) :

$$\frac{mc_p}{S} \left(\frac{\partial T_{ed}}{\partial t} \right) = h_c(T_a - T_{ed}) + \frac{\lambda}{e_p} (T_{id} - T_{ed}) \quad (2.38)$$

T_{ed} : Température extérieure de la paroi du downcomer (K) ;

e_p Épaisseur de la paroi du downcomer (m) ;

T_{id} : Température intérieure de la paroi du downcomer (K).

- **Equation de bilan de chaleur au niveau de la paroi interne**

La face intérieure T_{id} échange de la chaleur par conduction avec la surface extérieure T_{ed} et par convection avec le fluide T_{id} . Le bilan thermique sur la face intérieure du downcomer s'écrit par la relation (2.39) :

$$\frac{m c_p}{S} \left(\frac{\partial T_{id}}{\partial t} \right) = \frac{\lambda}{e_p} (T_{ed} - T_{id}) + h_c (T_{ld} - T_{id}) \quad (2.39)$$

T_{ld} : Température de liquide du méthanol au downcomer (K).

- **Equation de bilan au niveau du fluide**

Au niveau de la température du fluide, l'échange thermique s'effectue uniquement par convection avec les surfaces des parois internes de la conduite. L'équation du bilan thermique au niveau de la température du fluide dans le downcomer s'écrit :

$$\frac{m_f c_{pf}}{S_f} \left(\frac{\partial T_{ld}}{\partial t} + U \frac{T_{ld} - T_{ld-1}}{\Delta x} \right) = h_c (T_{id} - T_{ld}) \quad (2.40)$$

$$\text{Avec } Pu = m_l c_{pl} U \frac{T_{ld} - T_{ld-1}}{\Delta x}$$

S_f : Surface d'échange du fluide (m²).

Les différentes masses se calculent à l'aide de la masse volumique et du volume. Les inconnues du système sont : T_e , T_i et Pu , ensuite à partir de Pu on déduit la température du fluide T_{ld} .

2.4.3.2 Equations de bilan de transferts au niveau de l'habitat

Pour simplifier cette étude, nous avons décomposé l'habitat en une toiture et une partie habitable « habitat ». Chacun de ces composants est constitué par des parois de différentes orientations dont il faut tenir compte pendant l'étude. Ensuite, il est choisi deux points sur chaque paroi dont un sur la face interne et un autre sur la face externe où il faut faire un bilan de transferts afin de déterminer la distribution de température. Ainsi, l'établissement des équations de bilan thermique commence tout d'abord par la toiture puis sur la partie habitable.

2.4.3.2.1 Equations de bilan au niveau de la toiture

La toiture est constituée de cinq (5) parois de forme rectangulaire. Les différents modes de transfert de chaleur au niveau de chaque paroi de la toiture sont présentés sur la figure 2.8.

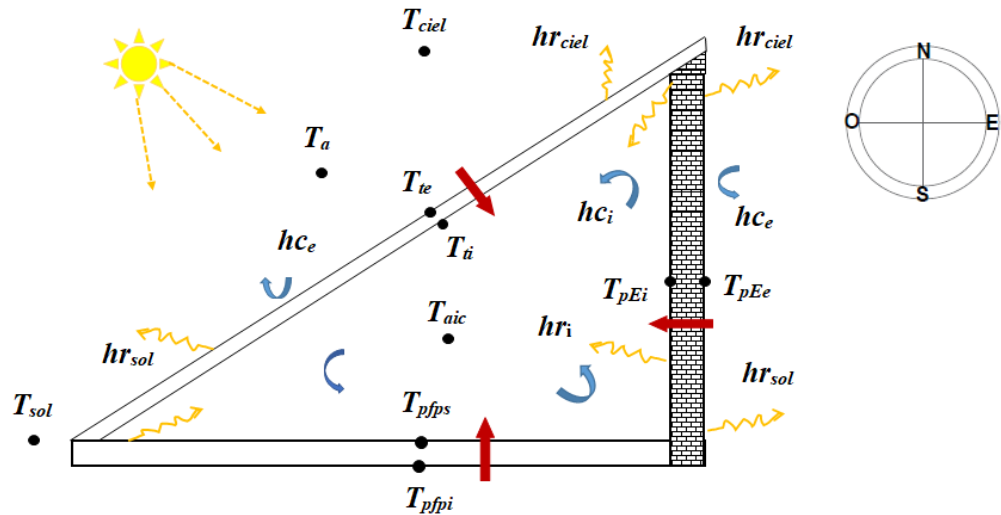


Figure 2.8 : Les différents modes de transfert de chaleur au sein de la toiture.

- **Au niveau de la face externe inclinée**

La face extérieure inclinée échange de la chaleur par conduction avec la face intérieure inclinée et par convection avec l'air ambiant. Cette paroi reçoit également le flux solaire incident et échange par radiation avec le sol et le ciel. Ainsi, l'équation de bilan thermique au niveau de cette face s'écrit par l'expression (2.41) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_t V_t c_{pt}}{S_{te}} \left(\frac{\partial T_{te}}{\partial t} \right) &= \alpha_t G_t + \frac{\lambda_t}{e_t} (T_{ti} - T_{te}) + h_{ce} (T_a - T_{te}) + hr_{ciel,te} (T_{ciel} - T_{te}) \\ &+ hr_{sol,te} (T_{sol} - T_{te}) \end{aligned} \quad (2.41)$$

Où :

ρ_t : Masse volumique de la toiture (kg/m^3) ; V_t : Volume de la toiture (m^3) ; c_{pt} : Capacité calorifique massique de la toiture ($J/kg.K$) ; α_t : Coefficient d'absorptivité des tôles ; G_t : Flux solaire incident sur la toiture (W/m^2) ; λ_t : Conductivité thermique des tôles ($W/m.K$) ; e_t : Epaisseur des tôles (m) ; h_{ce} : Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air ambiant et la paroi extérieure (W/m^2K) ; $hr_{ciel,te}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le ciel et la paroi extérieure de la toiture (W/m^2K) ; $hr_{sol,te}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le sol et la paroi extérieure de la toiture (W/m^2K).

- **Au niveau de la face interne inclinée**

La face intérieure inclinée échange de la chaleur par radiation avec les autres faces intérieures de la toiture telles que : Est, Ouest, Nord et la face supérieure du faux-plafond. Elle échange également de la chaleur par convection avec l'air intérieur de la toiture et par conduction avec la face extérieure inclinée. L'équation de bilan de transfert de chaleur sur cette face s'écrit par l'expression (2.42) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_t V_t c_{pt}}{S_{ti}} \left(\frac{\partial T_{ti}}{\partial t} \right) &= \frac{\lambda_t}{e_t} (T_{te} - T_{ti}) + h_{c,ti} (T_{aic} - T_{ti}) + hr_{ti,pfps} (T_{pfps} - T_{ti}) \\ &+ hr_{ti,pnci} (T_{pnci} - T_{ti}) + hr_{ti,pEci} (T_{pEci} - T_{ti}) \\ &+ hr_{ti,pOci} (T_{pOci} - T_{ti}) \end{aligned} \quad (2.42)$$

Où :

$h_{c,ti}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air intérieure et la face intérieure de la toiture (W/m^2K); $hr_{ti,pfps}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure de la toiture et la face supérieure du faux-plafond (W/m^2K); $hr_{ti,pnci}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure et la face intérieure Nord de la toiture (W/m^2K); $hr_{ti,pEci}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure et la face intérieure Est de la toiture (W/m^2K); $hr_{ti,pOci}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure et la face intérieure Ouest de la toiture (W/m^2K).

- **Au niveau de l'air intérieur de la toiture**

L'échange de chaleur entre l'air intérieur du comble confiné dans la toiture avec les autres parois intérieures s'effectuent uniquement par convection. L'équation de bilan de transfert de chaleur au niveau de l'air intérieur confiné au comble s'écrit par la relation (2.43) :

$$\begin{aligned} \rho_{aic} V_{aic} c_{p,aic} \left(\frac{\partial T_{aic}}{\partial t} \right) &= h_{c,ti} S_{ti} (T_{ti} - T_{aic}) + h_{c,pfps} S_{pfps} (T_{pfps} - T_{aic}) \\ &+ h_{c,pnci} S_{pnci} (T_{pnci} - T_{aic}) + h_{c,pEci} S_{pEci} (T_{pEci} - T_{aic}) \\ &+ h_{c,pOci} S_{pOci} (T_{pOci} - T_{aic}) \end{aligned} \quad (2.43)$$

Où :

ρ_{aic} : Masse volumique de l'air du comble (kg/m^3); V_{aic} : Volume de l'air intérieur du comble (m^3); $c_{p,aic}$: Capacité calorifique massique de l'air intérieur au comble ($J/kg.K$); $h_{c,pfps}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air intérieur du comble et la face supérieure du faux-plafond (W/m^2K); $h_{c,pni}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air intérieur du comble et la face intérieure Nord de la toiture (W/m^2K); $h_{c,pEi}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air intérieur du comble et la face intérieure Est de la toiture (W/m^2K); $h_{c,pOi}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air intérieur du comble et la face intérieure Ouest de la toiture (W/m^2K).

- **Au niveau de la face supérieure du faux-plafond**

La face supérieure du faux-plafond échange de la chaleur par rayonnement avec les autres faces intérieures du comble de la toiture telles que : la face côté Est, côté Ouest, côté Nord et la face intérieure incliné côté Sud. Elle échange également de la chaleur par convection avec l'air intérieur du comble et par conduction avec la face inférieure du faux-plafond. L'équation de bilan de transfert de chaleur sur cette face s'écrit par l'expression (2.44) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_{fp} V_{fp} c_{p,fp}}{S_{pfps}} \left(\frac{\partial T_{pfps}}{\partial t} \right) \\ = h_{c,pfps} (T_{aic} - T_{pfps}) + \frac{\lambda_{fp}}{e_{fp}} (T_{pffi} - T_{pfps}) + hr_{pfps,pnci} (T_{pnci} - T_{pfps}) \\ + hr_{pfps,pEci} S_{pfps} (T_{pEci} - T_{pfps}) + hr_{pfps,ti} (T_{ti} - T_{pfps}) \\ + hr_{pfps,pOci} (T_{pOci} - T_{pfps}) \end{aligned} \quad (2.44)$$

Où :

ρ_{fp} : Masse volumique du faux-plafond (kg/m^3); V_{fp} : Volume du faux-plafond (m^3); $c_{p,fp}$: Capacité calorifique massique du faux-plafond ($J/kg.K$); λ_{fp} : Conductivité thermique du faux-plafond ($W/m.K$); e_{fp} : Epaisseur du faux-plafond (m); $hr_{pfps,pnci}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face supérieure du faux-plafond et la face Nord du comble intérieure (W/m^2K); $hr_{pfps,pEci}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face supérieure du faux-plafond et la face Est du comble intérieur

(W/m^2K) ; $hr_{pfps,ti}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face supérieure du faux-plafond et la face intérieure inclinée côté Sud de la toiture (W/m^2K) ; $hr_{pfps,pOci}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face supérieure du faux-plafond et la face intérieure Ouest du comble (W/m^2K) .

- **Au niveau de la face intérieure Nord du comble**

La face intérieure côté Nord du comble de la toiture échange de la chaleur par rayonnement avec les autres faces intérieures du comble telles que : la face côté Est, côté Ouest, la face supérieure du faux-plafond et la face intérieure inclinée du côté Sud. Elle échange également de la chaleur par convection avec l'air intérieur du comble et par conduction avec la face extérieure du comble côté Nord de la toiture. L'équation de bilan de transfert de chaleur sur la face Nord de la toiture s'écrit par l'expression (2.45) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pnci}} \left(\frac{\partial T_{pnci}}{\partial t} \right) &= h_{c,pni} (T_{aic} - T_{pnci}) + \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pnce} - T_{pnci}) + hr_{pnci,pfps} (T_{pfps} - T_{pnci}) \\ &+ hr_{pnci,pEci} (T_{pEci} - T_{pnci}) + hr_{pnci,ti} (T_{ti} - T_{pnci}) \\ &+ hr_{pnci,pOci} (T_{pOci} - T_{pnci}) \end{aligned} \quad (2.45)$$

Où :

ρ_M : Masse volumique des matériaux du mur de l'habitat (kg/m^3) ; V_M : Volume du mur de l'habitat (m^3) ; $c_{p,M}$: Capacité calorifique massique du matériau de la paroi du comble et de l'habitat $(J/kg.K)$; λ_M : Conductivité thermique des matériaux du mur de l'habitat $(W/m.K)$; e_M : Epaisseur du mur (m) ; $hr_{pnci,pEci}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure Nord du comble et la face intérieure côté Est du comble de la toiture (W/m^2K) ; $hr_{pnci,pOci}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure côté Nord du comble et la face intérieure côté Ouest du comble de la toiture (W/m^2K) .

- **Au niveau de la face intérieure côté Est du comble**

De même que les autres faces, la face intérieure côté Est du comble de la toiture échange aussi de la chaleur par rayonnement avec les autres faces intérieures du comble telles que : la face côté Nord, côté Ouest, la face supérieure du faux-plafond et la face intérieure inclinée du côté Sud. Elle échange également de la chaleur par convection avec l'air intérieur du comble et par conduction avec la face extérieure du comble côté Est de la toiture. L'équation de bilan de transfert de chaleur sur la face du côté Est de la toiture s'écrit par la relation (2.46) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pEci}} \left(\frac{\partial T_{pEci}}{\partial t} \right) &= h_{c,pEi} (T_{aic} - T_{pEci}) + \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pEce} - T_{pEci}) + hr_{pEci,pfps} (T_{pfps} - T_{pEci}) \\ &+ hr_{pEci,pOci} (T_{pOci} - T_{pEci}) + hr_{pEci,ti} (T_{ti} - T_{pEci}) \\ &+ hr_{pEci,pnci} (T_{pnci} - T_{pEci}) \end{aligned} \quad (2.46)$$

Où :

$hr_{pEci,pfps}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure Est du comble et la face supérieure du faux-plafond (W/m^2K) ; $hr_{pEci,pOci}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure Est du comble et la face intérieure côté Ouest du comble de la toiture (W/m^2K) ; $hr_{pEci,pnci}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure Est du comble et la face intérieure côté Nord du comble de la toiture (W/m^2K).

- **Au niveau de la face intérieure côté Ouest du comble**

Comme toutes les autres faces, la face intérieure côté Ouest du comble de la toiture échange aussi de la chaleur par rayonnement avec les autres faces intérieures du comble telles que : la face côté Nord, côté Est, la face supérieure du faux-plafond et la face intérieure inclinée du côté Sud. Cette face échange également de la chaleur par convection avec l'air intérieur du comble et par conduction avec la face extérieure du comble côté Ouest de la toiture. L'équation de bilan de transfert de chaleur sur la face du côté Ouest de la toiture s'écrit par la relation (2.47) :

$$\begin{aligned}
 & \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pOci}} \left(\frac{\partial T_{pOci}}{\partial t} \right) \\
 & = h_{c,pOci} (T_{aic} - T_{pOci}) + \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pOce} - T_{pOci}) + hr_{pOci,pfps} (T_{pfps} - T_{pOci}) \\
 & + hr_{pOci,pEci} (T_{pEci} - T_{pOci}) + hr_{pOci,ti} (T_{ti} - T_{pOci}) \\
 & + hr_{pOci,pnci} (T_{pnci} - T_{pOci}) \tag{2.47}
 \end{aligned}$$

Où :

$hr_{pOci,pfps}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure Ouest du comble et la face supérieure du faux-plafond (W/m^2K) ; $hr_{pOci,pnci}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure côté Ouest du comble et la face intérieure Nord du comble de la toiture (W/m^2K).

- **Au niveau de la face extérieure côté Nord du comble**

La face extérieure du côté Nord de la toiture échange de la chaleur par conduction avec la face intérieure de ce côté Nord et par convection avec l'air ambiant. La face extérieure Nord de cette paroi reçoit également le rayonnement solaire incident et échange ainsi cette chaleur par radiation avec le sol et le ciel. L'équation de bilan thermique au niveau de cette face extérieure s'écrit par l'expression (2.48) :

$$\begin{aligned}
 & \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pnce}} \left(\frac{\partial T_{pnce}}{\partial t} \right) \\
 & = \alpha_{pn} G_{pn} + \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pnci} - T_{pnce}) + h_{ce} (T_a - T_{pnce}) \\
 & + hr_{ciel,pnce} (T_{ciel} - T_{pnce}) + hr_{sol,pnce} (T_{sol} - T_{pnce}) \tag{2.48}
 \end{aligned}$$

Où :

α_{pn} : Coefficient d'absorptivité des matériaux de la paroi Nord ; G_{pn} : Flux solaire incident sur la face de la paroi Nord (W/m^2) ; $hr_{ciel,pnce}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le ciel et la face extérieure de la paroi du côté Nord de la toiture (W/m^2K) ; $hr_{sol,pnce}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le sol et la face extérieure de la paroi du côté Nord de la toiture (W/m^2K).

- **Au niveau de la face extérieure côté Est du comble**

La face extérieure du côté Est de la toiture échange de la chaleur par conduction avec la face intérieure de ce côté Est et par convection avec l'air ambiant. Egalement, la face extérieure Est de cette paroi reçoit le rayonnement solaire incident et échange ainsi cette chaleur par radiation avec le sol et le ciel. L'équation de bilan thermique au niveau de la face extérieure Est de cette paroi s'écrit par l'expression (2.49) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pEce}} \left(\frac{\partial T_{pEce}}{\partial t} \right) \\ = \alpha_{pE} G_{pE} + \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pEci} - T_{pEce}) + h_{ce} S_{pEce} (T_a - T_{pEce}) \\ + hr_{ciel,pEce} (T_{ciel} - T_{pEce}) + hr_{sol,pEce} (T_{sol} - T_{pEce}) \end{aligned} \quad (2.49)$$

α_{pE} : Coefficient d'absorptivité des matériaux de la face Est ; G_{pE} : Flux solaire incident sur la face extérieure de la paroi Est (W/m^2) ; $hr_{ciel,pEce}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le ciel et la face extérieure de la paroi côté Est du comble (W/m^2K) ; $hr_{sol,pEce}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le sol et la face extérieure de la paroi côté Est du comble (W/m^2K).

- **Au niveau de la face extérieure côté Ouest du comble**

La face extérieure du côté Ouest de la toiture échange de la chaleur par conduction avec la face intérieure de ce côté Ouest et par convection avec l'air ambiant. Egalement, la face extérieure Ouest de cette paroi reçoit le rayonnement solaire incident et échange ainsi cette chaleur par radiation avec le sol et le ciel. L'équation de bilan thermique au niveau de la face extérieure Ouest de cette paroi s'écrit par l'expression (2.50) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pOce}} \left(\frac{\partial T_{pOce}}{\partial t} \right) \\ = \alpha_{pO} G_{pO} + \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pOci} - T_{pOce}) + h_{ce} (T_a - T_{pOce}) \\ + hr_{ciel,pOce} (T_{ciel} - T_{pOce}) + hr_{sol,pOce} (T_{sol} - T_{pOce}) \end{aligned} \quad (2.50)$$

Où :

α_{pO} : Coefficient d'absorptivité des matériaux de la paroi Ouest ; G_{pO} : Flux solaire incident sur la face de la paroi Ouest (W/m^2) ; $hr_{ciel,pOce}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le ciel et la face extérieure de la paroi Ouest du comble (W/m^2K) ; $hr_{sol,pOce}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le sol et la face extérieure de la paroi Ouest du comble de la toiture (W/m^2K).

2.4.3.2.2 Equations des transferts de chaleur au niveau de la partie habitable

L'enceinte habitable, assimilée à une cavité parallélépipède, est constituée de six(6) parois dont quatre parois verticales (mur) et deux autres horizontales (le faux-plafond et le plancher). L'établissement du bilan thermique s'effectue sur chacune de ces parois sur la face interne et externe et au niveau de l'air intérieur de l'enceinte habitable. Il est présenté sur la figure 2.9, les différents modes de transfert de chaleur au niveau de l'enceinte habitable.

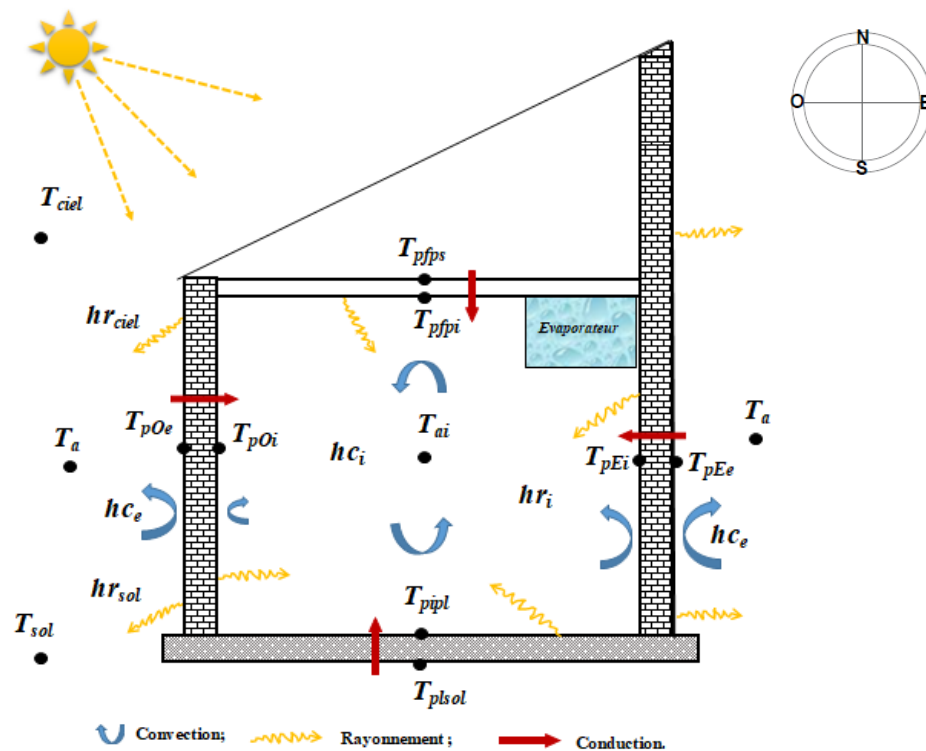


Figure 2.9 : Les différents modes de transfert de chaleur au sein de l'habitat.

- **Au niveau de la face extérieure du mur Nord**

La face extérieure du mur côté Nord échange de la chaleur par conduction avec la face intérieure de ce côté Nord et par convection avec l'air ambiant. La face extérieure Nord de cette paroi reçoit également le rayonnement solaire incident et échange ainsi cette chaleur par

rayonnement avec le sol et le ciel. L'équation de bilan thermique au niveau de la face extérieure du mur Nord s'écrit par l'expression (2.51) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pne}} \left(\frac{\partial T_{pne}}{\partial t} \right) &= \alpha_{pn} G_{pn} + \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pni} - T_{pne}) + h_{ce} (T_a - T_{pne}) + hr_{ciel,pne} (T_{ciel} - T_{pne}) \\ &+ hr_{sol,pne} (T_{sol} - T_{pne}) \end{aligned} \quad (2.51)$$

α_{pn} : Coefficient d'absorptivité des matériaux du mur Nord ; G_{pn} : Flux solaire incident sur la face extérieure du mur Nord (W/m^2K) ; $hr_{ciel,pne}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le ciel et la face extérieure du mur côté Nord (W/m^2K) ; $hr_{sol,pne}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le sol et la paroi extérieure Nord (W/m^2K).

- **Au niveau de la face intérieure du mur Nord**

La face intérieure côté Nord de l'habitat échange de la chaleur par rayonnement avec les autres faces intérieures telles que : la face côté Ouest de l'habitat, côté Sud, côté Est, la face inférieure du faux-plafond et la face intérieure du plancher. Elle échange également de la chaleur par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par conduction avec la face extérieure côté Nord de l'habitat. L'équation de bilan de transfert de chaleur sur la face du côté Nord de l'habitat s'écrit par la relation (2.52) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pni}} \left(\frac{\partial T_{pni}}{\partial t} \right) &= \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pne} - T_{pni}) + h_{c,pni} (T_{ai} - T_{pni}) + hr_{pni,pipl} (T_{pipl} - T_{pni}) \\ &+ hr_{pni,psi} (T_{psi} - T_{pni}) + hr_{pni,pEi} (T_{pEi} - T_{pni}) + hr_{pni,pOi} (T_{pOi} - T_{pni}) \\ &+ hr_{pni,pfpi} (T_{pfpi} - T_{pni}) \end{aligned} \quad (2.52)$$

Où :

$hr_{pni,pipl}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure Nord de l'habitat et la face intérieure du plancher (W/m^2K) ; $hr_{pni,psi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure Nord et la face intérieure du côté Sud de

l'habitat (W/m^2K) ; $hr_{pni,pei}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure Nord et la face intérieure Est de l'habitat (W/m^2K) ; $hr_{pni,poi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure Nord et la face intérieure Ouest de l'habitat (W/m^2K) ; $hr_{pni,pfpi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure Nord de l'habitat et la face inférieure du faux-plafond (W/m^2K).

- **Au niveau de la face du faux-plafond**

La face inférieure du faux-plafond échange de la chaleur par rayonnement avec les autres faces intérieures de l'habitat telles que : la face côté Ouest de l'habitat, la face Sud, la face Est, la face Nord et la face intérieure du plancher. La face inférieure du faux-plafond échange également de la chaleur par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par conduction avec la face supérieure du faux-plafond. L'équation de bilan de transfert de chaleur sur la face inférieure du faux-plafond dans l'habitat s'écrit par l'expression (2.53) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_{fp} V_{fp} c_{p,fp}}{S_{pfpi}} \left(\frac{\partial T_{pfpi}}{\partial t} \right) &= \frac{\lambda_{fp}}{e_{fp}} (T_{pfps} - T_{pfpi}) + h_{c,pfpi} (T_{ai} - T_{pfpi}) + hr_{pfpi,pni} (T_{pni} - T_{pfpi}) \\ &+ hr_{pfpi,pipl} (T_{pipl} - T_{pfpi}) + hr_{pfpi,psi} (T_{psi} - T_{pfpi}) \\ &+ hr_{pfpi,pei} (T_{pei} - T_{pfpi}) + hr_{pfpi,poi} (T_{poi} - T_{pfpi}) \end{aligned} \quad (2.53)$$

Où :

$hr_{pfpi,pipl}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face inférieure du faux-plafond et la face intérieure du plancher (W/m^2K) ; $hr_{pfpi,psi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face inférieure du faux-plafond et la face intérieure du mur Sud (W/m^2K) ; $hr_{pfpi,pei}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face inférieure du faux-plafond et la face intérieure côté Est de l'habitat (W/m^2K) ; $hr_{pfpi,poi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face inférieure du faux-plafond et la face intérieure côté Ouest de l'habitat (W/m^2K).

- **Au niveau de l'air intérieur de l'enceinte habitable**

L'échange de chaleur entre l'air de l'enceinte habitable avec les autres faces intérieures s'effectuent uniquement par convection. Cependant, il est nécessaire d'ajouter au bilan thermique de l'air de l'enceinte habitable, une expression qui tient compte de l'échange convectif entre la surface de l'évaporateur et l'air interne de l'habitat. L'équation de bilan de transfert de chaleur au niveau de l'air intérieur de l'enceinte habitable s'écrit par l'expression (2.54) :

$$\begin{aligned} \rho_{ai} V_{ai} c_{p,ai} \left(\frac{\partial T_{ai}}{\partial t} \right) &= h_{c,pni} S_{pni} (T_{pni} - T_{ai}) + h_{c,pfpi} S_{pfpi} (T_{pfpi} - T_{ai}) + h_{c,psi} S_{psi} (T_{psi} - T_{ai}) \\ &+ h_{c,pEi} S_{pEi} (T_{pEi} - T_{ai}) + h_{c,pOi} S_{pOi} (T_{pOi} - T_{ai}) + h_{c,pipl} S_{pipl} (T_{pipl} - T_{ai}) \\ &+ h_{c,evap} S_{evap} (T_{evap} - T_{ai}) + \phi_{ra} \end{aligned} \quad (2.54)$$

Où :

$h_{c,pni}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air intérieur de l'habitat et la face intérieure du mur Nord (W/m^2K) ; $h_{c,pfpi}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air intérieur de l'habitat et la face inférieure du faux-plafond (W/m^2K) ; $h_{c,psi}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air de l'enceinte habitable et la face intérieure du mur Sud (W/m^2K) ; $h_{c,pEi}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air de l'enceinte habitable et la face intérieure du mur Est (W/m^2K) ; $h_{c,pOi}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air de l'enceinte habitable et la face intérieure du mur Ouest (W/m^2K) ; $h_{c,pipl}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air intérieur de l'habitat et la face intérieure du plancher (W/m^2K) ; ϕ_{ra} : Flux d'échange de chaleur par renouvellement d'air.

- **Au niveau de la face intérieure du plancher**

La face intérieure du plancher échange de la chaleur par rayonnement avec les autres faces intérieures de l'habitat telles que : la face côté Ouest de l'habitat, la face Sud, la face Est, la face Nord et la face inférieure du faux-plafond. La face intérieure du plancher échange également de la chaleur par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par

conduction avec le sol. L'équation de bilan de transfert de chaleur sur la face intérieure du plancher s'écrit par l'expression (2.55) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_{pl} V_{pl} c_{p,pl}}{S_{pipl}} \left(\frac{\partial T_{pipl}}{\partial t} \right) &= \frac{\lambda_{pl}}{e_{pl}} (T_{plsol} - T_{pipl}) + h_{c,pipl} (T_{ai} - T_{pipl}) + hr_{pipl,pni} (T_{pni} - T_{pipl}) \\ &+ hr_{pipl,psi} (T_{psi} - T_{pipl}) + hr_{pipl,pEi} (T_{pEi} - T_{pipl}) + hr_{pipl,pOi} (T_{pOi} - T_{pipl}) \\ &+ hr_{pipl,pfpi} (T_{pfpi} - T_{pipl}) \end{aligned} \quad (2.55)$$

Où :

ρ_{pl} : Masse volumique du plancher (kg/m^3) ; V_{pl} : Volume du plancher (m^3) ; e_{pl} : Epaisseur du plancher (m) ; $c_{p,pl}$: Capacité calorifique massique du plancher ($J/kg.K$) ; λ_{pl} : Conductivité thermique du plancher ($W/m.K$) ; $hr_{pipl,pni}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure du plancher et la face intérieure Nord de l'habitat (W/m^2K) ; $hr_{pipl,psi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure du plancher et la face intérieure Sud de l'habitat (W/m^2K) ; $hr_{pipl,pEi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure du plancher et la face intérieure Est de l'habitat (W/m^2K) ; $hr_{pipl,pOi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure du plancher et la face intérieure Ouest de l'habitat (W/m^2K) ; $hr_{pipl,pfpi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure du plancher et la face inférieure du faux-plafond (W/m^2K).

- **Au niveau de la face intérieure du mur Sud**

La face intérieure côté Sud de l'habitat échange de la chaleur par rayonnement avec les autres faces intérieures telles que : la face côté Ouest de l'habitat, côté Nord, côté Est, la face inférieure du faux-plafond et la face intérieure du plancher. Elle échange également de la chaleur par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par conduction avec la face extérieure du mur côté Sud de l'habitat. L'équation de bilan de transfert de chaleur sur la face intérieure Sud de l'habitat s'écrit par la relation (2.56) :

$$\begin{aligned}
 & \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{psi}} \left(\frac{\partial T_{psi}}{\partial t} \right) \\
 &= \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pse} - T_{psi}) + h_{c,psi} (T_{ai} - T_{psi}) + hr_{psi,pni} (T_{pni} - T_{psi}) \\
 &+ hr_{psi,pipl} (T_{pipl} - T_{psi}) + hr_{psi,pEi} (T_{pEi} - T_{psi}) + hr_{psi,pOi} (T_{pOi} - T_{psi}) \\
 &+ hr_{psi,pfpi} (T_{pfpi} - T_{psi}) \tag{2.56}
 \end{aligned}$$

Où :

$hr_{psi,pOi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure du mur Sud et la face intérieure côte Ouest de l'habitat (W/m^2K).

- **Au niveau de la face intérieure du mur Est**

La face intérieure du mur côté Est de l'habitat échange de la chaleur par rayonnement avec les autres faces intérieures telles que : la face côté Ouest de l'habitat, côté Nord, côté Sud, la face inférieure du faux-plafond et la face intérieure du plancher. Elle échange également de la chaleur par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par conduction avec la face extérieure mur côté Est de l'habitat. L'équation de bilan de transfert de chaleur sur la face intérieure du mur côté Est de l'habitat s'écrit par l'expression (2.57) :

$$\begin{aligned}
 & \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pEi}} \left(\frac{\partial T_{pEi}}{\partial t} \right) \\
 &= \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pEe} - T_{pEi}) + h_{c,pEi} (T_{ai} - T_{pEi}) + hr_{pEi,pni} (T_{pni} - T_{pEi}) \\
 &+ hr_{pEi,pipl} (T_{pipl} - T_{pEi}) + hr_{pEi,psi} (T_{psi} - T_{pEi}) + hr_{pEi,pOi} (T_{pOi} - T_{pEi}) \\
 &+ hr_{pEi,pfpi} (T_{pfpi} - T_{pEi}) \tag{2.57}
 \end{aligned}$$

Où :

$hr_{pEi,psi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure du mur Est et la face intérieure du mur côté Sud de l'habitat (W/m^2K) ; $hr_{pEi,pOi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure du mur Est et la face intérieure du côté Ouest de l'habitat (W/m^2K) ; $hr_{pEi,pfpi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure du mur Est et la face intérieure du faux-plafond (W/m^2K).

- **Au niveau de la face intérieure du mur Ouest**

La face intérieure du mur côté Ouest de l'habitat échange de la chaleur par rayonnement avec les autres faces intérieures telles que : la face côté Est de l'habitat, côté Nord, côté Sud, la face inférieure du faux-plafond et la face intérieure du plancher. La face intérieure du mur Ouest échange également de la chaleur par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par conduction avec la face extérieure du mur côté Ouest de l'habitat. L'équation du bilan de transfert de chaleur sur la face intérieure du mur côté Ouest de l'habitat s'écrit par l'expression (2.58) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{poi}} \left(\frac{\partial T_{poi}}{\partial t} \right) &= \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{poe} - T_{poi}) + h_{c,poi} (T_{ai} - T_{poi}) + hr_{poi,pni} (T_{pni} - T_{poi}) \\ &+ hr_{poi,pipl} (T_{pipl} - T_{poi}) + hr_{poi,psi} (T_{psi} - T_{poi}) + hr_{poi,pEi} (T_{pEi} - T_{poi}) \\ &+ hr_{poi,pfpi} (T_{pfpi} - T_{poi}) \end{aligned} \quad (2.58)$$

Où :

$hr_{poi,pfpi}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la face intérieure du mur Ouest et la face intérieure du faux-plafond (W/m^2K).

- **Au niveau de la face extérieure du mur Sud**

La face extérieure du mur côté Sud de l'habitat échange de chaleur par conduction avec la face intérieure de ce côté et par convection avec l'air ambiant. La face extérieure du mur côté Sud de l'habitat reçoit également le rayonnement solaire incident et échange ainsi cette chaleur par rayonnement avec le sol et le ciel. L'équation de bilan thermique au niveau de la face extérieure du mur côté Sud de l'habitat s'écrit par l'expression (2.59) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pse}} \left(\frac{\partial T_{pse}}{\partial t} \right) &= \alpha_{ps} G_{ps} + \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{psi} - T_{pse}) + h_{ce} (T_a - T_{pse}) + hr_{ciel,pse} (T_{ciel} - T_{pse}) \\ &+ hr_{sol,pse} (T_{sol} - T_{pse}) \end{aligned} \quad (2.59)$$

- **Au niveau de la face extérieure du mur Est**

La face extérieure du mur côté Est de l'habitat échange de la chaleur par conduction avec la face intérieure de ce côté et par convection avec l'air ambiant. La face extérieure du mur côté Est de l'habitat reçoit également le rayonnement solaire incident et échange ainsi cette chaleur par rayonnement avec le sol et le ciel. L'équation de bilan thermique au niveau de la face extérieure du mur côté Est de l'habitat s'écrit par l'expression (2.60) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pEe}} \left(\frac{\partial T_{pEe}}{\partial t} \right) \\ = \alpha_{pE} G_{pE} + \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pEi} - T_{pEe}) + h_{ce} (T_a - T_{pEe}) + hr_{ciel,pEe} (T_{ciel} - T_{pEe}) \\ + hr_{sol,pEe} (T_{sol} - T_{pEe}) \end{aligned} \quad (2.60)$$

- **Au niveau de la face extérieure du mur Ouest**

La face extérieure du mur côté Ouest de l'habitat échange de la chaleur par conduction avec la face intérieure de ce côté et par convection avec l'air ambiant. La face extérieure du mur côté Ouest de l'habitat reçoit également le rayonnement solaire incident et échange ainsi cette chaleur par rayonnement avec le sol et le ciel. L'équation de bilan thermique au niveau de la face extérieure du mur côté Ouest de l'habitat s'écrit par l'expression (2.61) :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_M V_M c_{p,M}}{S_{pOe}} \left(\frac{\partial T_{pOe}}{\partial t} \right) \\ = \alpha_{pO} G_{pO} + \frac{\lambda_M}{e_M} (T_{pOi} - T_{pOe}) + h_{ce} (T_a - T_{pOe}) + hr_{ciel,pOe} (T_{ciel} - T_{pOe}) \\ + hr_{sol,pOe} (T_{sol} - T_{pOe}) \end{aligned} \quad (2.61)$$

2.5 Détermination des coefficients de transferts de chaleur utilisés dans la résolution

La résolution des équations de bilans de transferts de chaleur du modèle d'habitat et de la boucle de climatisation nécessite la détermination de différents coefficients relatifs aux échanges de chaleur par conduction, par convection et par rayonnement. Généralement, ces coefficients sont déduits de corrélations semi-empiriques de la littérature.

2.5.1 Coefficients de transfert de chaleur par conduction

Les coefficients de transferts de chaleur par conduction à travers les différentes épaisseurs de l'habitat et les parois des composants du système de climatisation vérifient la relation suivante [75] :

$$h_i = \frac{\lambda_i}{e_{pi}} \quad (2.62)$$

Avec :

h_i : Coefficient de transfert de chaleur par conduction ;

e_{pi} : Épaisseurs de la paroi (i) de l'habitat et des composants du système de climatisation ;

λ_i : Conductivité thermique du matériau (i).

2.5.2 Coefficients d'échange de chaleur par convection

Lorsqu'un fluide en mouvement est en contact avec une paroi, il se produit un transfert thermique en convection naturelle. Ce coefficient d'échange par convection dépend du nombre de Nusselt (Nu) issu de corrélations semi-empiriques. Nous exprimons ainsi le nombre de Nusselt en fonction du coefficient d'échange par convection ou bien en fonction des nombres adimensionnels de Grashoff (Gr) et de Prandtl (Pr) [76]. Il est déterminé à partir de la relation (2.63) :

$$Nu = \frac{h_c L}{\lambda} = a(Ra)^n \quad (2.63)$$

Avec :

h_c : Coefficient d'échange par convection ($W.m^{-2}.K^{-1}$) ;

L : longueur caractéristique (m) , définie comme suit : $L = Surface/Périmètre \text{ du plan}$

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

Ra : Nombre de Rayleigh, il est exprimé par : $Ra = Gr.Pr$

a et n : Représente des paramètres physiques et thermodynamiques ;

Gr et Pr s'expriment respectivement par :

$$Gr = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad \text{avec} \quad \Delta T = T_p - T_f \quad \text{et} \quad Pr = \frac{\rho \nu c_p}{\lambda} \quad (2.64)$$

Où :

g : Accélération de la pesanteur ($m \cdot s^{-2}$) ;

β : Coefficient de dilation thermique du fluide (K^{-1}) ;

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

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

ρ : Masse volumique du fluide ($kg \cdot m^{-3}$) ;

c_p : Capacité calorifique massique du fluide ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$) .

A l'issue de ces expressions, nous déduisons ainsi à partir de la littérature, les coefficients de transfert de chaleur par convection en fonction de la configuration géométrique des parois.

- **Au niveau des faces extérieures des parois**

Le coefficient d'échange convectif entre l'air ambiant et les faces extérieures des parois du système de climatisation et de l'habitat dépend principalement de la vitesse du vent et peut être déterminé grâce à la relation de MacAdam [76], [77]:

$$h_{ce} = 5,7 + 3,8 \times V \quad (2.65)$$

Où V est la vitesse du vent exprimée en m/s .

- **Au niveau des faces intérieures des parois**

Les coefficients de transfert de chaleur par convection naturelle entre les parois internes verticales des murs et l'air de l'enceinte de l'habitat d'une part, et entre l'air de l'enceinte de l'habitat et les parois externes de l'évaporateur d'autre part sont déterminés grâce à la corrélation proposée par Churchill et Chu :

$$Nu = 0,68 + 0,67Ra^{1/4} \left\{ 1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right\}^{-4/9} ; \text{ avec } Ra \leq 10^9 \quad (2.66)$$

Ra : Nombre de Rayleigh ;

Au niveau des parois horizontales de l'habitat, notamment le plancher et le plafond, nous utilisons la corrélation proposée par MacAdams pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur [70], [77] :

$$Nu = 0,27Ra^{0.25} \quad (2.67)$$

- **Au niveau de la face interne du toit incliné**

Le coefficient de transfert de chaleur entre l'air confiné dans le comble et la face intérieure du toit incliné est déterminé à partir de la corrélation proposée par Droptein [76] :

$$Nu = 0,06 - 0,017 \left(\frac{\alpha}{90} \right) \times Gr^{0,33} \quad (2.68)$$

α : Angle d'inclinaison de la toiture en degrés.

- **Entre le fluide frigorigène et les faces internes des parois de l'évaporateur**

Le coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle entre le fluide et les faces internes des parois de l'évaporateur est déterminé à partir de l'équation de Froster-Zuber [78] qui suppose une ébullition nucléée.

$$h_e = 0.00122 \left\{ \frac{c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49} \lambda_l^{0.79}}{\sigma^{0.5} h_{fg}^{0.24} \mu_l^{0.29} \rho_v^{0.24}} \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_s^{0.75} \right\} \quad (2.69)$$

c_{pl} : Capacité thermique spécifique du fluide ($J/kg.K$) ; ρ_l : masse volumique du liquide (kg/m^3) , ρ_v : masse volumique de la vapeur (kg/m^3) ; λ_l : Conductivité thermique ($W/m.K$) ; σ : tension superficielle (N/m) ; h_{fg} : chaleur latente de vaporisation (J/kg) ; μ_l : Viscosité dynamique ($kg/m.s$) ; T_{sat} : température de saturation (K) ; P_s : Pression de saturation de vapeur (Pa).

La condensation est dominée par la convection naturelle et le coefficient de transfert de chaleur lors de la condensation est calculé par [14] :

$$h_c = 0.943 \left\{ \frac{\rho_l g \lambda_l^3 (\rho_l - \rho_v) [h_{fg} + 0.68 c_{pl} (T_{sat} - T_p)]}{\mu_l L_c (T_{sat} - T_p)} \right\}^{1/4} \quad (2.70)$$

L_c : Longueur du condenseur (m) ; T_{sat} : température de saturation, T_p : température de paroi.

Ce même coefficient de transfert de chaleur lors de la condensation peut être aussi déterminé à l'aide de la corrélation du nombre de Nusselt [16].

$$h_c = 0.943 \left\{ \frac{\rho_l g \lambda_l^3 h_{fg} (\rho_l - \rho_v)}{\mu_l L_c (T_{sat} - T_p)} \right\}^{1/4} \quad (2.71)$$

- **Entre le fluide et les faces intérieures des parois du condenseur**

La condensation est dominée par la convection naturelle et le coefficient de transfert de chaleur lors de la condensation est calculé par [79] :

$$h_c = 0.943 \left\{ \frac{\rho_l g \lambda_l^3 (\rho_l - \rho_v) [h_{fg} + 0.68 c_{pl} (T_{sat} - T_p)]}{\mu_l L_c (T_{sat} - T_p)} \right\}^{1/4} \quad (2.72)$$

L_c : Longueur du condenseur (m) ; T_{sat} : température de saturation T_p : température de paroi.

Ce même coefficient de transfert de chaleur lors de la condensation peut être aussi déterminé à l'aide de la corrélation de Nusselt [80].

$$h_c = 0.943 \left\{ \frac{\rho_l g \lambda_l^3 h_{fg} (\rho_l - \rho_v)}{\mu_l L_c (T_{sat} - T_p)} \right\}^{1/4} \quad (2.73)$$

2.5.3 Coefficient d'échange par renouvellement d'air

L'échange par renouvellement d'air se fait uniquement avec la partie habitable. Le flux d'échange par renouvellement d'air est déterminé par l'expression suivante :

$$\phi_{ra} = c \dot{Q} (T_a - T_{ai}) \quad (2.74)$$

Où :

c : Chaleur volumique de l'air, $c = 1225 \text{ J/m}^3\text{K}$;

\dot{Q} : Débit volumique d'air échangé entre l'extérieur et l'intérieur de l'habitat toutes les heures (m^3/h), déterminé par l'expression suivante :

$$\dot{Q} = NV$$

Où :

N : Taux de renouvellement d'air (h^{-1}) ;

V : Volume du local (m^3).

L'expression du flux par renouvellement d'air devient (2.75) :

$$\phi_{ra} = \frac{c}{3600} NV (T_a - T_{ai}) = 0,34 NV (T_a - T_{ai}) \quad (2.75)$$

2.5.4 Coefficients de transferts de chaleur par rayonnement

Les parois externes sont le siège d'un échange radiatif par une grande longueur d'onde avec le ciel et le milieu ambiant notamment le sol. Les coefficients de transferts de chaleur radiatifs sont également déduits de corrélations semi-empiriques.

- **Coefficient de transfert radiatif au niveau des faces externes des parois**

Les coefficients de transferts radiatifs entre les faces externes des parois de l'habitat et le ciel sont déterminés grâce à la relation suivante [81] :

$$h_{r,ciel} = \frac{\sigma(T_p + T_{ciel})(T_p^2 + T_{ciel}^2)}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{F_{ciel}} - 1} \quad (2.76)$$

Les coefficients de transferts de chaleur radiatifs entre les faces externes des parois de l'habitat et le sol sont déterminés grâce à la relation suivante [81] :

$$h_{r,sol} = \frac{\sigma(T_p + T_{sol})(T_p^2 + T_{sol}^2)}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{F_{sol}} - 1} \quad (2.77)$$

Avec :

σ : La constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^2 \text{ K}^{-4}$)

T_p : La température de la paroi externe (K)

ε : Emissivité de la paroi

F_{ciel} : Facteur de forme géométrique entre la paroi et la voûte céleste, $F_{ciel} = (1 + \cos \alpha)/2$

F_{sol} : Facteur de forme géométrique entre la paroi et le sol, $F_{sol} = (1 - \cos \alpha)/2$

α : Angle d'inclinaison de la paroi par rapport à l'horizontale.

La température du ciel est donnée par la formule de Swinbank :

$$T_{ciel} = 0,0552(T_a)^{1,5} \quad (2.78)$$

Avec T_a la température ambiante en (K).

Les coefficients de transferts radiatifs entre les faces externes des parois du condenseur et le ciel sont déterminés grâce à la relation suivante :

$$h_{r,ciel} = \sigma \varepsilon_{cd} (T_{cd} + T_{ciel})(T_{cd}^2 + T_{ciel}^2) \quad (2.79)$$

- **Coefficients de transferts radiatifs au niveau des faces internes des parois**

Le coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre deux parois rectangulaires (i et j) parallèles de même aire est calculé par la relation (2.80) :

$$hr_{i,j} = \frac{\sigma(T_i + T_j)(T_i^2 + T_j^2)}{\frac{1}{\varepsilon_i} + \frac{1}{\varepsilon_j} - 1} \quad (2.80)$$

Le coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre deux parois perpendiculaires ayant un côté commun est déduit de la relation (2.81) :

$$hr_{i,j} = \sigma \varepsilon_i F_{i,j} (T_i + T_j) (T_i^2 + T_j^2) \quad (2.81)$$

ε_i : Emissivité de la paroi i

ε_j : Emissivité de la paroi j

$F_{i,j}$: Est le facteur de forme géométrique de la paroi i vers j. il est déterminé en utilisant les relations données en annexe C.

2.6 Coefficient de performance de la boucle thermosiphon

La performance de la boucle diphasique peut être évaluée à partir du coefficient de performance thermique (COP_{th}).

- **Coefficient de performance thermique (COP_{th})**

L'efficacité de la machine est traduite par le coefficient de performance thermique COP_{th} , ce coefficient est très utile pour décrire le fonctionnement d'une telle machine. Il est donné par la relation :

$$COP_{th} = \frac{Q_f}{Q_{chaleur}} \quad (2.82)$$

Q_f : Puissance au niveau de l'évaporateur, donnée par la relation :

$$Q_f = \dot{m}_f [h_{fg}(T_{ev}) - Cp_l(T_{cd} - T_{ev})] \quad (2.83)$$

\dot{m}_f : Est le débit de la vapeur du fluide évaporé.

$Q_{chaleur}$: Quantité d'énergie fournie pour faire évaporer le fluide

$$Q_{chaleur} = \dot{m}_f Cp_l (T_{sat} - T_{entrée}) + \dot{m}_f h_{fg}(T_{ev}) \quad (2.84)$$

2.7 Méthode de discrétisation et de résolution numérique des équations

2.7.1 Discrétisation des équations

Les équations de bilans de transferts de chaleur du modèle d'habitat et de l'unité de climatisation décrit précédemment sont discrétisées et résolues par la méthode implicite aux

différences finies. C'est une méthode basée sur le développement en série de Taylor qui permet d'établir à partir des équations aux dérivées partielles, un système d'équations algébriques linéaires de forme :

$$C \frac{T(t + \Delta t) - T(t)}{\Delta t} = AT(t + \Delta t) + BU(t + \Delta t) \quad (2.85)$$

A partir de ce système, il est possible de déterminer l'ensemble des grandeurs physiques qui composent la matrice en fonction des variables inconnues à un instant $t + \Delta t$ d'une part, et des variables connues à l'instant précédent t d'autre part. Ainsi, les systèmes d'équations obtenus se ramènent sous forme d'une équation matricielle de coefficient $[A]$, de vecteur d'inconnue $[T]$ et du second membre $[B]$. Cette équation s'écrit par la relation : $A[T] = B$.

T : Est une inconnue à calculer qui représente la distribution des températures sur le modèle.

A, B : Les coefficients de la matrice. Ils sont déterminés dans l'annexe D.

2.7.2 Méthode de résolution numérique des équations

Après la discrétisation des équations et la définition de la matrice du système, il est nécessaire de procéder à la résolution numérique qui s'effectue à l'aide d'un programme informatique. Dans notre cas, le programme informatique est établi en langage Fortran dont la simulation numérique fonctionne comme suit :

A l'instant initial $t = 0$, la température du ciel et du sol sont fixées à une valeur constante et toutes les autres températures sont supposées égales à la valeur de la température ambiante. Les différents coefficients de transfert de chaleur sont calculés à l'instant $t + \Delta t$ en donnant la valeur de la température ambiante aux températures des différentes composantes de la boucle et de l'habitat. Les systèmes d'équations algébriques qui en résultent sont tri-diagonaux pour le système de climatisation et sont résolus par l'algorithme de Thomas, carré pour l'habitat et résolus par l'algorithme de Gauss. Cette résolution donne la distribution des températures et conduit à de nouvelles valeurs de températures qui sont-elles même comparées aux précédentes valeurs. Si l'erreur relative entre ces valeurs est supérieure ou égale à la tolérance souhaitée ($\varepsilon \geq 10^{-3}$), les valeurs calculées remplacent les anciennes et la procédure de calcul est reprise jusqu'à l'obtention de la précision souhaitée.

En général, le calcul converge au bout de la 2ème ou 3ème itération, mais il est prudent de fixer un nombre maximum d'itérations afin d'éviter un temps de calcul trop long dans le cas

d'une convergence trop lente. Naturellement, la précision des calculs est liée à la valeur du pas de temps Δt . Dans ce présent cas, un pas de calcul égal à 300 seconds a été arbitrairement choisi. Une fois que la convergence des températures est obtenue, les valeurs sont écrites dans un fichier.

2.8 Méthode de couplage

Le couplage s'effectue entre la toiture et la partie habitable au niveau du faux-plafond puis entre l'air intérieur de l'enceinte habitable et l'évaporateur. Pour cela, nous considérons chacun de ces composants comme une zone. Ainsi, nous appliquons une méthode appelée connexion. C'est une méthode de calcul basée sur la résolution itérative des équations entre deux zones thermiques en vue d'associer les températures des nœuds auxquels on souhaite faire la connexion. Le couplage commence tout d'abord entre la toiture et l'habitat qui a pour nœuds de connexion la température sur la face supérieure du faux plafond côté toit et la face supérieure du faux-plafond côté habitat. Ensuite entre l'habitat et l'évaporateur dont les nœuds de connexion sont la température de l'air de l'enceinte habitable et la température sur la surface des parois de l'évaporateur. Le calcul des températures d'une zone se fait en supposant les températures de l'autre zone connues. La résolution des équations de la première zone fournit de nouvelles valeurs de température, lesquelles valeurs seront utilisées pour la résolution de la seconde zone. Pour chaque calcul itératif, le critère de convergence sur les nœuds de connexion est vérifié dans le même pas de temps avant de reprendre le calcul sur le pas de temps suivant. Dans cette présente étude, la résolution des équations de la toiture fournit les valeurs de la température sur les parois du faux-plafond qui seront utilisées dans la résolution des équations de bilans de l'habitat. De même, les valeurs de température sur la surface des parois de l'évaporateur seront également utilisées pour résoudre les équations de l'habitat.

2.9 Organigramme du programme de résolution des équations bilans

La simulation numérique du système utilise un code de calcul élaboré sous le langage Fortran. Il est structuré de plusieurs sous-programmes. La figure 2.10 présente globalement l'organigramme de résolution numérique.

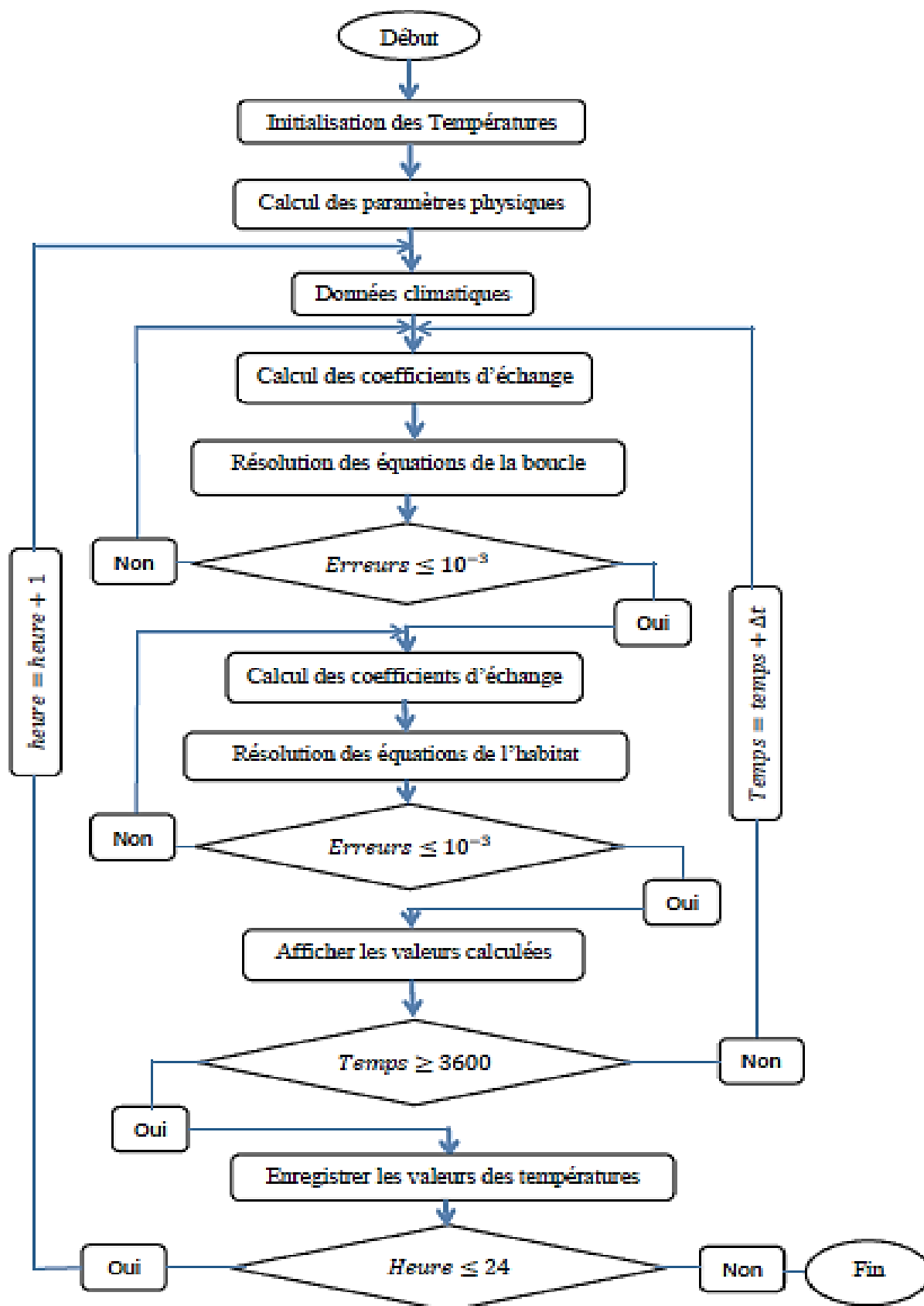


Figure 2.10 : Structure de la résolution numérique du système.

2.10 Conclusion

Dans ce chapitre, une modélisation des transferts de chaleur du système de climatisation par une boucle thermosiphon et dans un habitat classique type de la Guinée a été présentée. Dans la modélisation, nous avons également tenu compte des conditions météorologiques de la préfecture de Mamou. Ainsi, l'établissement des équations de bilans est basé sur l'analogie qui existe entre les transferts thermiques et électriques. Les coefficients d'échange de chaleur sont déduits de corrélations semi-empiriques de la littérature. Toutes ces équations de transferts de chaleur sont discrétisées et résolues par la méthode implicite aux différences finies à l'aide des algorithmes de Gauss et de Thomas. En plus, nous avons effectué le couplage entre les composants de l'habitat d'un côté et entre l'unité de climatisation et l'habitat de l'autre côté par une méthode de couplage dite « connexion ». Un fichier de données climatiques obtenu à partir de l'annexe A, a servi de paramètre d'entrée. Les résultats ainsi obtenus feront l'objet d'une interprétation dans le chapitre suivant.

Chapitre 3 : Résultats et discussions

Chapitre 3 : Résultats et discussions

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présenterons les résultats de la simulation au niveau du système de climatisation et de l'habitat grâce au modèle numérique décrit dans le chapitre 2. Dans un premier temps, une validation du code numérique et une analyse des résultats de la simulation du système de climatisation sans données météorologiques seront faites. Nous montrons aussi la performance thermique de la boucle. Ensuite, nous présenterons les résultats de la simulation des conditions météorologiques de la préfecture de Mamou pour une journée type du mois de mars. Le modèle d'habitat sera également validé par des données trouvées dans la littérature. Nous présentons également l'évolution des profils de températures de l'habitat en tenant compte des conditions climatiques sans l'unité de climatisation. En plus, nous aborderons l'influence des paramètres sur les différents composants de l'habitat.

Pour finir, nous allons procéder au couplage de l'habitat et du système de climatisation pour montrer l'effet du climatiseur sur le refroidissement de l'enceinte habitable et présenter les résultats de la simulation de ce couplage avec les mêmes conditions climatiques.

3.2 Résultats de simulation du Système de climatisation

Cette partie est consacrée à l'interprétation des résultats obtenus par la simulation numérique pour chaque composant du système de climatisation. Nous rappelons, que la boucle de refroidissement diphasique fonctionne seule sans couplage avec l'habitat, ni données météorologiques.

3.2.1 Paramètres de simulation

Les paramètres utilisés pour la simulation du système de climatisation sont présentés dans le tableau 3.1. Les propriétés thermo-physiques des matériaux et le fluide sont présentées dans le deuxième chapitre.

Paramètres	Valeurs
Surface de l'évaporateur	2 m^2
Surface du condenseur	0.5 m^2
Epaisseur des plaques de cuivre au condenseur et à l'évaporateur	$9 \times 10^{-3} \text{ m}$

Humidité relative	10 %
Température de saturation du méthanol	338,15 K
Température d'évaporation	275 K
Température de condensation	302 K
Epaisseur des conduites	$6 \times 10^{-3} m$
Diamètre intérieur des conduites	$14 \times 10^{-3} m$
Diamètre extérieur des conduites	$16 \times 10^{-3} m$
Coefficient d'absorptivité du cuivre	0,4

Tableau 3.1 : Paramètres de simulation du climatiseur.

3.2.2 Etude paramétrique du modèle de la boucle

Le code numérique de notre modèle a été validé à partir d'une comparaison entre nos résultats et ceux obtenus par Zhu, L & al. [82] à travers des études expérimentales. Le fluide de travail utilisé par les modèles est différent. Ils ont exploré les caractéristiques opérationnelles d'une boucle thermosiphon biphasée (TPTL) pour le chauffage d'un bâtiment. La température sur la surface de l'évaporateur est mesurée à l'aide des capteurs Pt1000. La figure 3.1, montre un bon accord qualitatif entre nos résultats de la simulation numérique et leurs modèles expérimentaux. Ces résultats confirment la validité du code numérique utilisé pour la simulation.

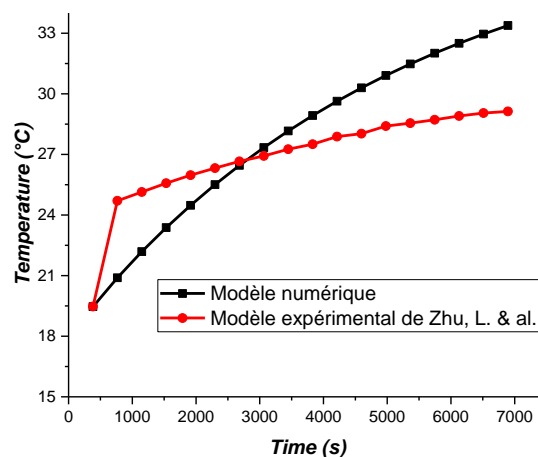
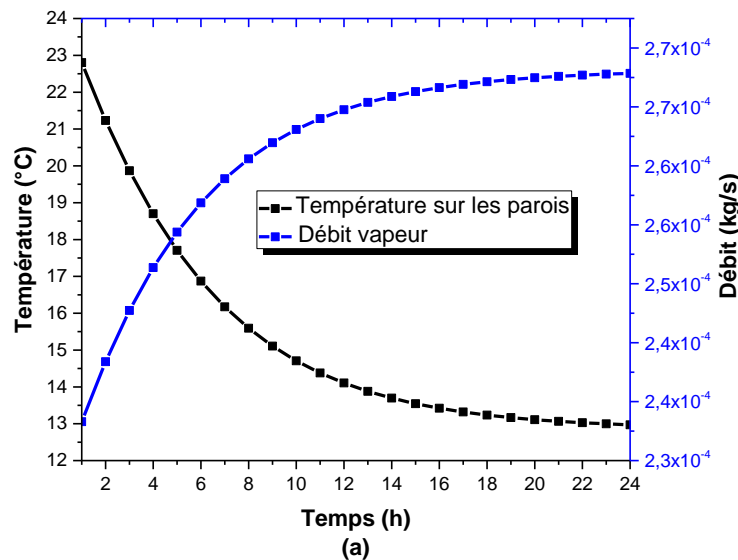


Figure 3.1: Etude paramétrique de la boucle.

Evolution des températures sur les parois, de la masse et du débit évaporé au niveau de l'évaporateur

Nous représentons sur la figure 3.2, l'évolution de la température sur les parois, de la masse évaporée et du débit de la vapeur à la sortie de l'évaporateur, ce système fonctionne seul sans couplage avec l'habitat et sans les données météorologiques. La simulation est effectuée avec une surface $S = 2 \text{ m}^2$. La température ambiante est supposée constante au cours du temps. Nous constatons que la température baisse du fait que nous avons une perte de chaleur à ce niveau. Cette quantité de chaleur soustraite, fait baisser progressivement la température jusqu'à atteindre une valeur d'environ $13 \text{ }^\circ\text{C}$. Cette baisse de température montre à grande échelle, la faisabilité de notre système à thermosiphon dans le confort thermique de l'habitat. On remarque également que le débit et la masse augmentent progressivement (figure 3.2 a et b). La présence de la masse et du débit de la vapeur constatée à la sortie de l'évaporateur vers le condenseur, nous montre une circulation naturelle du fluide et l'entrée de la vapeur dans la colonne montante (le Riser) (figure 3.2 a et b). La vapeur produite parcourt le riser avant d'entrer dans le condenseur. Pour une meilleure climatisation, le rôle clé de l'évaporateur est d'assurer une surchauffe à sa sortie et le sous-refroidissement à l'entrée.



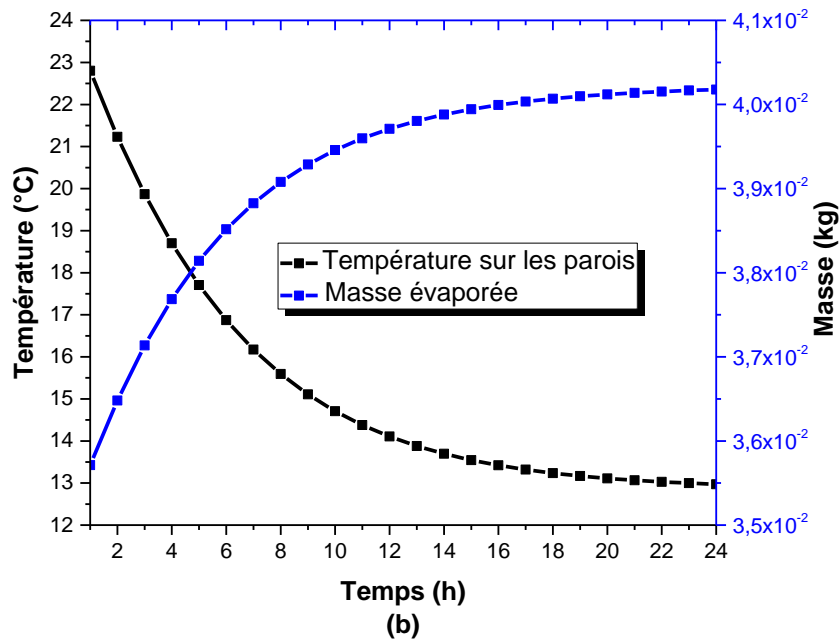


Figure 3.2: Evolution de la température sur les parois, de la masse évaporée et du débit à l'évaporateur.

Evolution des températures sur les parois, de la masse et du débit évaporé au niveau du condenseur

La figure 3.3 illustre l'évolution temporelle de la température sur les parois, de la masse et du débit au condenseur. Le condenseur est placé à l'extérieur du bâtiment, ainsi il échange de la chaleur avec le milieu ambiant. La simulation a été faite avec une surface $S = 0.5 \text{ m}^2$ et en appliquant un flux solaire constant de 700 W/m^2 sur les parois extérieures exposées au soleil. Nous constatons que la température croît progressivement au cours du temps jusqu'à atteindre une valeur maximale d'environ 47 °C . Cette augmentation de la température du condenseur résulte principalement du gain de chaleur et du dégagement de la chaleur lors de la condensation de la vapeur du méthanol sur les parois du condenseur. Ensuite, nous remarquons que la quantité de masse évaporée augmente également ce qui est dû à l'augmentation au fil du temps de la chaleur à l'évaporateur (figure 3.3 b). La diminution du débit constaté (figure a) au condenseur, justifie une accumulation du liquide à la colonne descendante (le Dowcomer) avant l'entrée dans l'évaporateur. Ces évolutions sont comparables à la pratique.

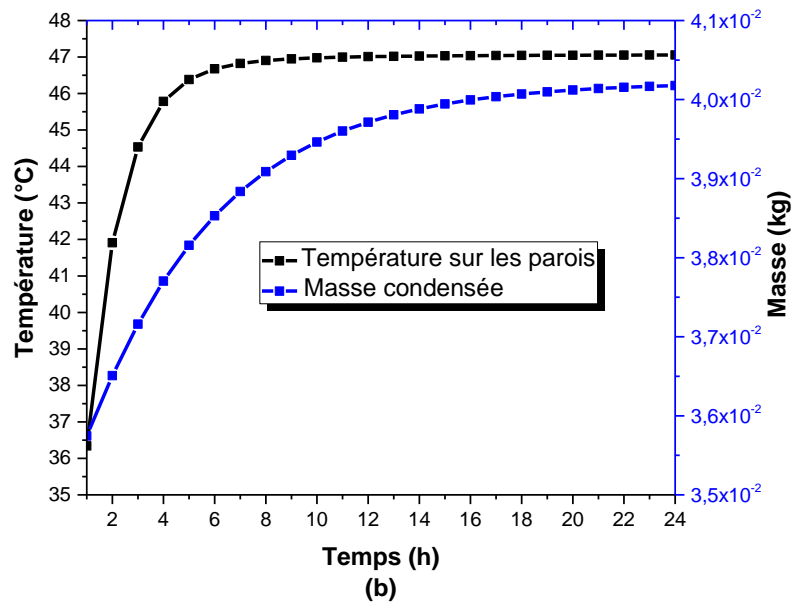
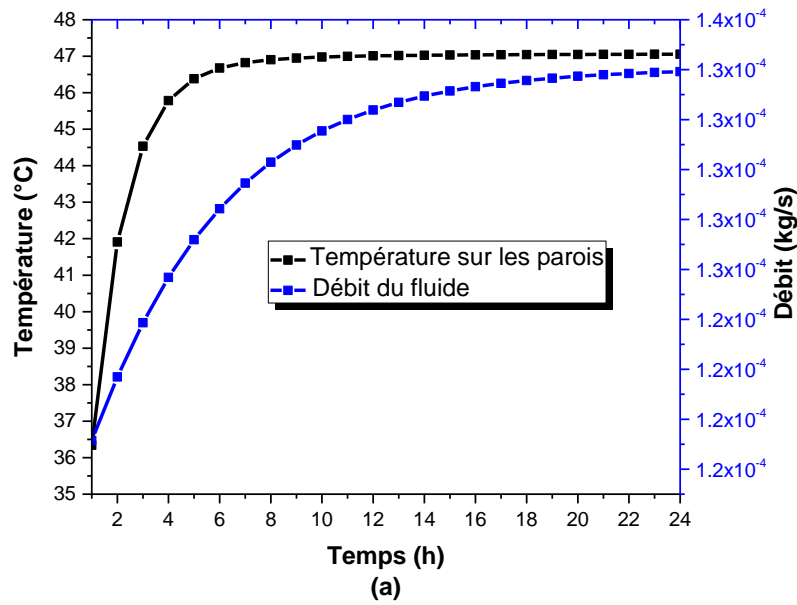


Figure 3.3: Evolution de la température sur les parois, de la masse condensée et du débit au condenseur.

Evolution de la vitesse de l'écoulement de fluide dans le riser et le downcomer

La figure 3.4, illustre l'évolution de la vitesse de l'écoulement du fluide à l'état vapeur dans le riser et à l'état liquide dans le downcomer. Nous constatons une différence de vitesse au riser et au downcomer du fait que la densité du méthanol à l'état liquide et à l'état vapeur est différente. La valeur maximale de vitesse d'écoulement au downcomer est d'environ $2,2 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ et celle de la vapeur au riser est d'environ $1,73 \text{ m/s}$.

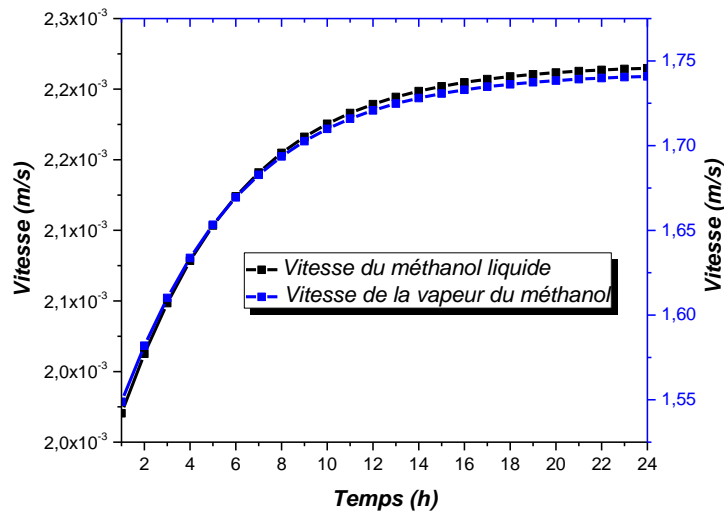


Figure 3.4: Vitesse de l'écoulement de fluide dans le riser et le downcomer.

3.2.3 Influence des paramètres sur les profils des températures de la boucle

Influence du flux solaire sur la température des parois du condenseur

La figure 3.5 illustre l'influence de la variation du flux solaire sur l'évolution de la température des parois du condenseur. Nous constatons que la température augmente progressivement avant de se stabiliser du fait que le flux solaire qui arrive sur les parois du condenseur a été augmenté. En effet, plus le rayonnement du soleil sur les parois du condenseur est important plus la température augmente comme le montre l'allure des courbes. La température varie en fonction de la densité de flux solaire, elle atteint un maximum de 55 °C lorsque la densité de flux est de 1000 W/m² et un minimum de 39 °C lorsque la densité de flux rayonné est de 400 W/m². Ces évolutions représentent la variation de l'ensoleillement typique de la région de Mamou pendant la saison sèche.

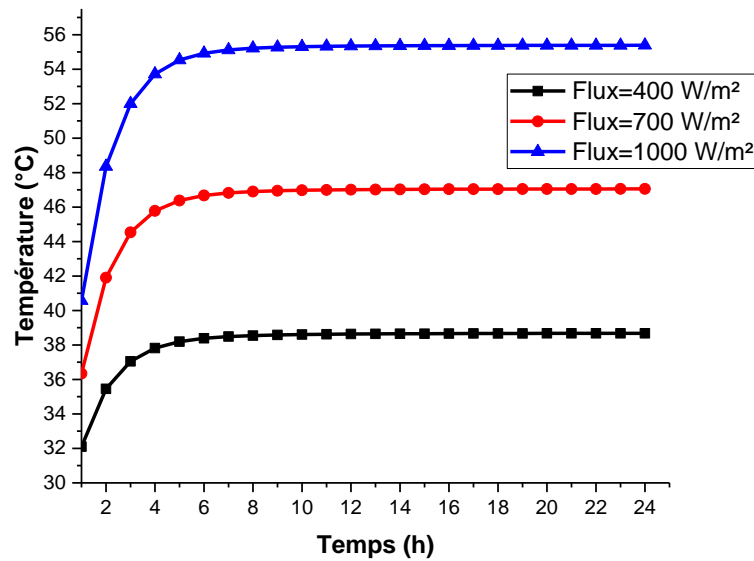


Figure 3.5: Influence de la variation du flux solaire sur l'évolution de la température sur les parois du condenseur.

Influence de la surface sur la température des parois de l'évaporateur

La figure 3.6 illustre l'influence de la variation de surface d'échange de l'évaporateur sur l'évolution temporelle de la température. Nous remarquons que la température baisse moins avec l'augmentation de la surface du fait que la température de l'air est constante et est fixée à 25 °C. Suivant l'allure des courbes, nous constatons que la surface a une influence très importante sur la température, elle augmente quand la surface est grande et baisse plus avec une faible surface. Cela dénote que plus la surface est grande, plus l'échange de chaleur est grand, elle atteint 12 °C lorsque la surface $S = 0.5 \text{ m}^2$ et environ 14 °C lorsque la surface $S = 3 \text{ m}^2$.

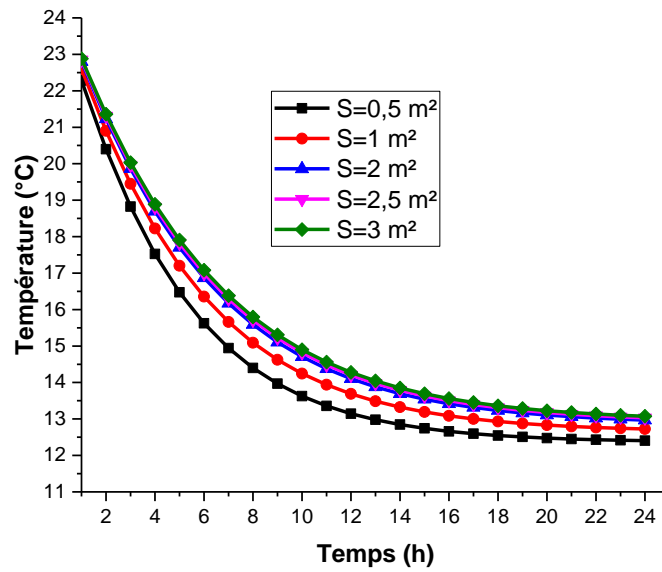


Figure 3.6: Influence de la variation de surface sur l'évolution de la température du fluide à l'évaporateur.

Influence de la température d'évaporation

La figure 3.7 montre l'influence de la température d'évaporation sur le froid produit et le coefficient de performance thermique. On constate que lorsque la température d'évaporation varie entre -3 °C et 11 °C, le coefficient de performance thermique et la puissance fournie pour produire le froid augmentent progressivement avec celle-ci, jusqu'à atteindre respectivement des valeurs maximales de 0,885 et 127,5 W.

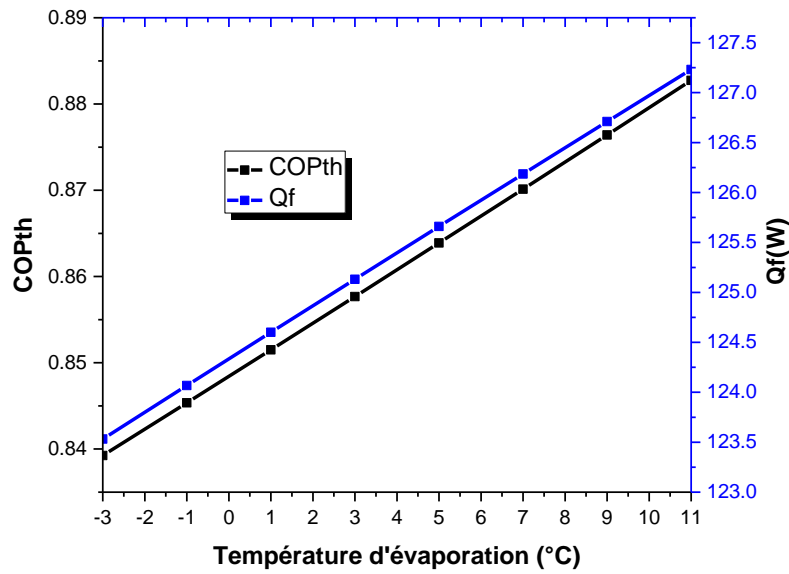


Figure 3.7: Influence de la température d'évaporation sur le COPth et la puissance pour la production de froid avec $T_{cd}=29\text{ °C}$.

Influence de la température de condensation

La figure 3.8 montre l'influence de la température de condensation sur la puissance fournie pour produire le froid et le coefficient de performance thermique. On constate qu'en maintenant constante la température d'évaporation à 2 °C et en faisant varier la température de condensation de 26 °C à 50 °C , le coefficient de performance thermique du système de climatisation et la puissance de production de froid diminuent progressivement jusqu'à atteindre respectivement des valeurs minimales de $0,77$ et 113 W .

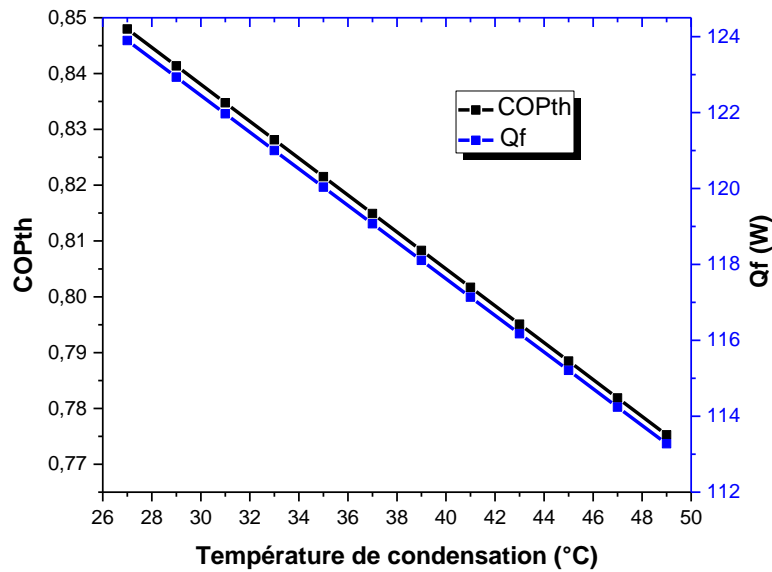


Figure 3.8: Influence de la température de condensation sur le COPth et la puissance de production de froid avec $T_{ev}=2$ °C.

3.3 Résultats de simulation de l'habitat sans la boucle thermosiphon

3.3.1 Conditions climatiques

Dans cette partie de l'étude, nous présentons les résultats de la simulation numérique, en utilisant des données météorologiques de la ville de Mamou sur une période de 15 années, allant de 2001 à 2015 et pour une journée type du mois de mars. Cette journée type est marquée par une vitesse moyenne du vent de 3,04 m/s et des températures assez élevées avec une moyenne maximale de 35 °C et une moyenne minimale de 25 °C. Cette région de Mamou est située à l'Est de Conakry à 270 km entre 10°45 latitude Nord et 12°15 longitude Ouest avec une altitude de 720 m. Elle fait partie de l'une des régions de la Guinée les plus chaudes en saison sèche entre le mois de mars et le mois d'avril. Considérer cette journée du mois de mars pour la simulation, revient à simuler le modèle de l'habitat dans les conditions les plus défavorables. L'objectif recherché est de chauffer le local à climatiser pour observer l'impact du climatiseur sur le profil de température de l'air intérieur de l'habitat lors du couplage. Pour toute la simulation, nous avons fixé un flux solaire maximal de 1000 W/m².

Evolution journalière du flux global horizontal et de la température ambiante

La figure 3.9 représente l'évolution journalière du rayonnement solaire global horizontal et la température ambiante de la région de Mamou pour le 21 mars obtenues pour une période de

2001 à 2015. On remarque que pendant la période nocturne (de 1 h à 6 h et de 18 h à 0 h) le flux global horizontal est nul et la température ambiante est constante égale à la température minimale de 25 °C. Par contre, pendant la période diurne, nous constatons qu'à partir de 6 h qui correspond au lever du soleil, le flux global augmente progressivement avec la température ambiante et les courbes montent jusqu'à atteindre un maximum à midi (12 h) qui correspond au moment de la journée où il fait le plus chaud, dont les valeurs sont respectivement 999,96 W/m² et 35°C. A partir de 12 h, les courbes diminuent progressivement jusqu'au soir à 18 h qui correspond au coucher du soleil. Pour la suite de l'interprétation des résultats de l'étude, nous considérerons uniquement la période diurne.

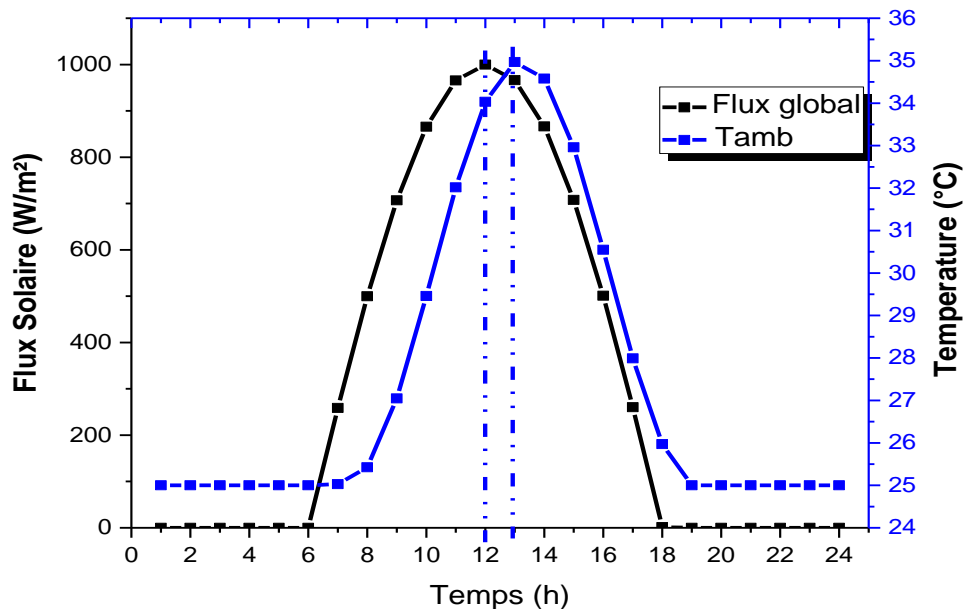


Figure 3.9: Evolution du flux solaire global horizontal et la température ambiante.

Evolution de la densité de flux solaire incident au niveau de la toiture

Sur la figure 3.10 nous représentons l'évolution de la densité de flux solaire incident sur la toiture inclinée vers le Sud. Nous constatons qu'à partir de 6 h du matin le flux solaire global incident sur la toiture commence à augmenter progressivement et atteint un pic à midi avec une valeur maximale de 966, 13 W/m². Nous remarquons aussi que la toiture reçoit le plus important flux solaire du fait qu'elle est légèrement inclinée avec une faible pente.

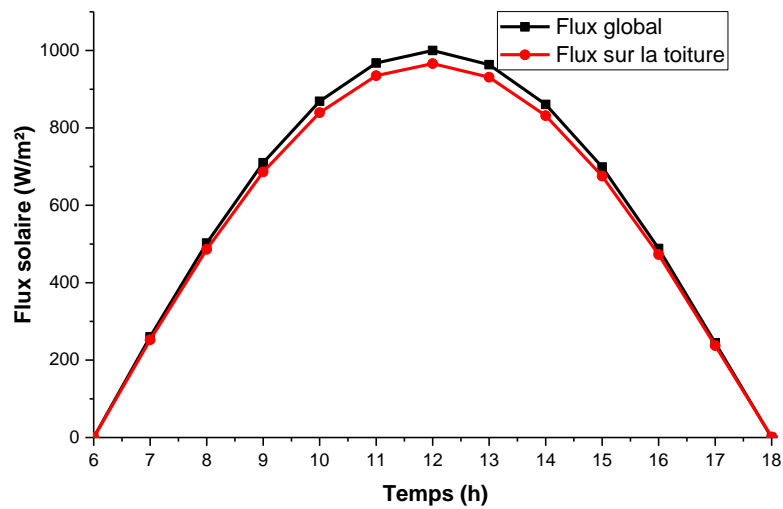


Figure 3.10: Evolution de la densité de flux solaire incident au niveau de la toiture.

Evolution de la densité des flux solaires incidents pour les différentes faces extérieures des murs verticaux de l'habitat

La figure 3.11 représente l'évolution de la densité du flux solaire incident sur les différentes faces des parois de l'habitat suivant leurs orientations. On constate que l'évolution temporelle de flux solaire incident est totalement liée avec l'orientation de chaque paroi et la position du soleil durant la journée. Nous remarquons aussi que le flux arrivant sur la paroi Est est plus grand que celui de l'Ouest du fait que l'ensoleillement est plus important sur la paroi de l'Est. La paroi Est reçoit en premier les rayons solaires à partir de 6 h, ce flux augmente et atteint progressivement un pic de 671,93 W/m² à 10 h. Ensuite, le flux diminue jusqu'à 13 h qui correspond au passage du soleil de la paroi de l'Est en Ouest. Le flux incident sur la paroi ouest augmente aussi à partir de 13 h avant d'atteindre un pic de 495,48 W/m² à 15 h et commence à diminuer progressivement jusqu'à devenir nul à 18 h. En plus, le flux rayonnant sur la paroi Sud est plus important que celui sur la paroi Nord. Le flux arrivant sur la paroi Sud atteint un pic de 368,48 W/m² et 148,67 W/m² sur celle du Nord à 12 h. A partir de cette figure, nous pouvons dire que pour optimiser la captation des rayonnements solaires et le chauffage de l'enclenche habitable, l'orientation des bâtiments doit être en plein Sud pour obtenir un maximum de 368,48 W/m² vers midi solaire.

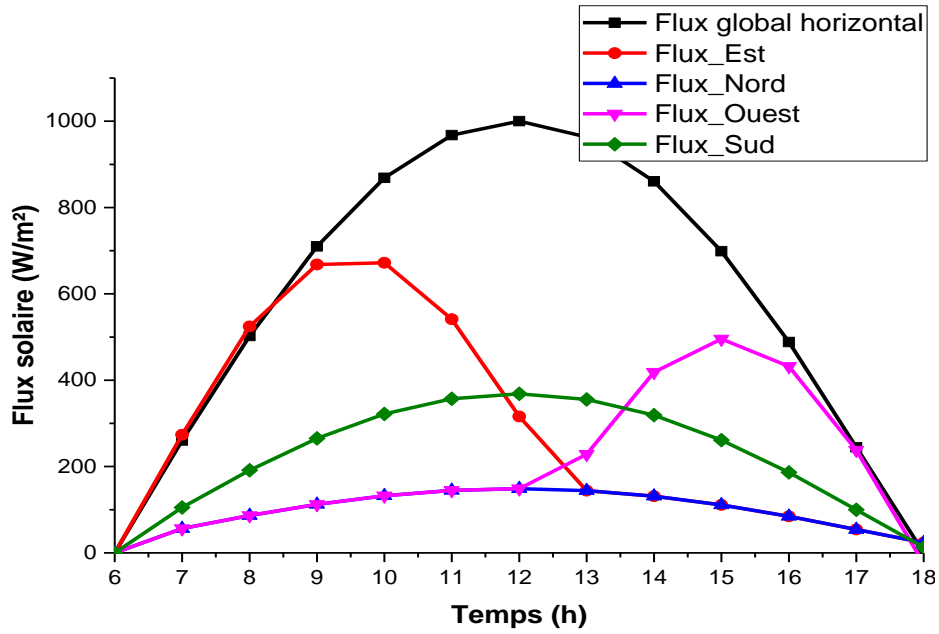


Figure 3.11: Evolution de la densité des flux solaires incidents sur les différentes faces des murs verticaux de l'habitat.

3.3.2 Paramètres de simulation de l'habitat

Les paramètres de l'habitat utilisés lors de la simulation sont présentés dans le tableau 3.2.

Paramètres	Valeurs
Hauteur habitat	3 m
Hauteur Toiture	0,5 m
Longueur	4 m
Largeur	3 m
Epaisseur du mur	$15 \times 10^{-2} m$
Epaisseur du plancher	$10 \times 10^{-2} m$
Epaisseur de la toiture	$10 \times 10^{-3} m$
Epaisseur du faux plafond	$7 \times 10^{-3} m$
Emissivité du mur	0,7
Emissivité du plancher	0,95
Emissivité du faux plafond	0,85
Emissivité des tôles	0,88
Coefficient d'absorptivité des tôles	0,7
Coefficient d'absorptivité du mur	0,4

Vitesse de vent	3 m/s
-----------------	-------

Tableau 3.2 : Paramètres de simulation de l'habitat.

3.3.3 Etude paramétrique du modèle de l'habitat

Cette partie est consacrée à la validation du code numérique de l'habitat. Pour ce faire, nous avons choisi la face intérieure Est de l'habitat. Ainsi, nous avons validé notre modèle de simulation numérique à partir des études réalisées par Camara Y [70]. Ils ont étudié numériquement un transfert thermique unidimensionnel d'une enceinte habitable dans les pays chauds. Les résultats présentés sur la figure 3.12 montrent l'évolution du profil de températures sur la face intérieure du mur Est de notre modèle d'habitat et celui de Camara Y. Ces résultats sont en bon accord qualitatif et une allure des courbes similaire avec le modèle étudié. En effet, des écarts de températures sont observés entre les modèles. Ces écarts résultent principalement par le fait que nos propriétés thermo physiques des matériaux sont différentes. Notre modèle utilise des tôles en acier galvanisé et des briques en terre cuite pour les murs. En revanche, l'étude de Camara Y concerne une toiture en aluminium et des briques de terre stabilisée. L'écart de température observé entre les faces des murs intérieures côté Est, est environ 0.7 °C. Ces allures et ces écarts confirment bien la validité de notre modèle de simulation.

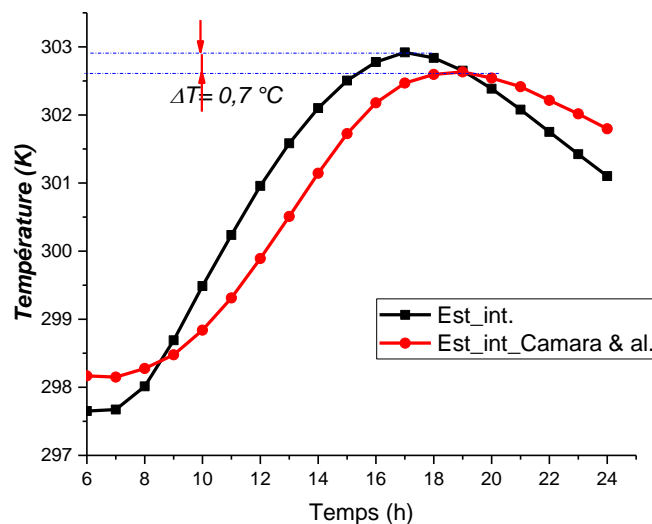


Figure 3.12: Etude paramétrique du modèle d'habitat.

Profils de températures au niveau de la toiture, du plancher et du faux-plafond

Nous représentons sur la *figure 3.13* l'évolution des profils de températures sur le toit extérieur, le plancher et la face inférieure du faux plafond. Les températures observées sur la face externe de la toiture sont très élevées pendant la journée et faibles pendant la nuit. Le toit est couvert de tôles en acier galvanisé avec une conductivité thermique élevée (50 W/mK). Son exposition au rayonnement solaire fait monter rapidement sa température pendant les périodes ensoleillées. La valeur de la température maximale atteinte au toit est environ 56°C à 13 h . Elle se refroidit également plus vite que les autres composants de l'habitat pendant les périodes nocturnes par rayonnement et par convection naturelle. Nous constatons que les températures sont fortement plus faibles sur la face inférieure du faux plafond. La valeur maximale de la température enregistrée à ce niveau est de 34°C à 14 h pendant qu'elle vaut 56°C au niveau du toit. Cette baisse de température est due au fait qu'il existe une lame d'air entre le toit et le faux-plafond qui constitue avec le faux plafond un système d'isolant pour la toiture. Le faux-plafond joue un grand rôle pour atténuer la propagation de chaleur du comble vers l'intérieur de l'habitat. En revanche, le plancher étant en contact direct avec le sol, ces températures sont relativement basses par rapport au reste des autres composants de l'habitat. La valeur maximale de la température sur la face du plancher est de 28°C à 17 h .

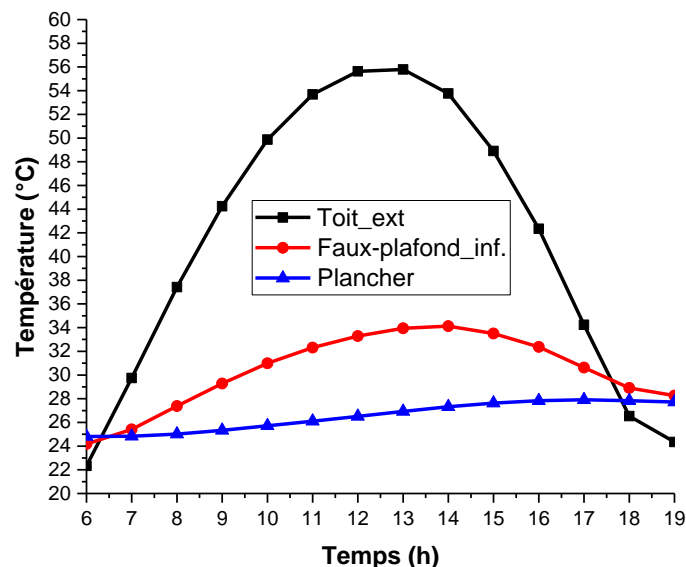


Figure 3.13: Profil de la température sur la toiture extérieure, le plancher et le plafond inférieur de l'habitat.

Evolution des profils de températures de l'air dans le comble et l'habitat

L'évolution des températures de l'air intérieur du comble (figure 3.14) montre que pendant toute la journée, elles sont plus élevées par rapport aux températures de l'air intérieur de l'habitat. Cependant, de 6 h à 13 h la température ambiante de l'extérieur est légèrement plus élevée que celle de l'air intérieur du comble. En effet, nous remarquons un déphasage de 1 h et un écart de température d'environ 1 °C entre les valeurs maximales de la température ambiante et celles de l'air interne du comble. Sur cette même figure, on constate qu'il existe un écart de température d'environ 5,3 °C entre l'air de l'ambiance et celui de l'intérieur de l'habitat. Cette différence vient du fait que l'air intérieur du toit est confiné entre les parois qui forment le comble et qui s'échauffent rapidement pendant la journée par convection naturelle, dû à la faible épaisseur de tôles. En plus, l'intérieur du comble n'est pas suffisamment ventilé donc, l'air se refroidit assez lentement avec les variations de températures de l'air extérieur de l'habitat.

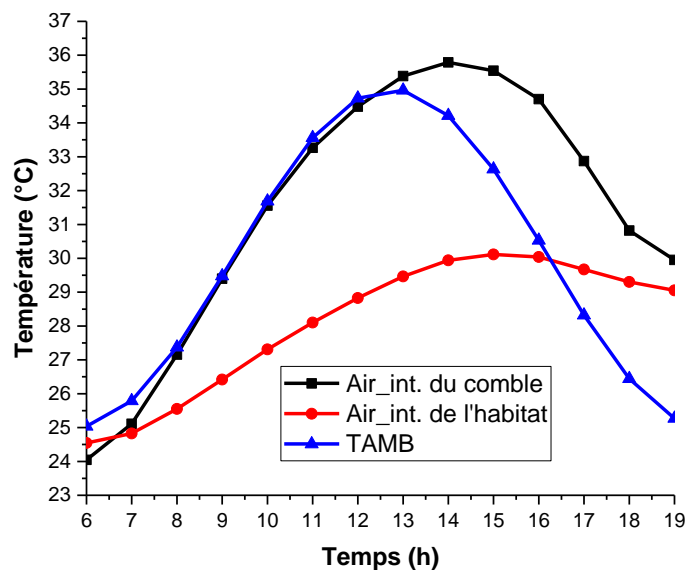


Figure 3.14: Evolution des températures de l'air intérieur du comble et dans l'habitat.

Evolution des profils de températures au faux plafond

L'évolution des profils de températures sur les faces supérieure et inférieure du faux plafond est représentée sur la figure 3.15. Nous constatons que la température sur les parois supérieure et inférieure du faux-plafond augmente par le fait qu'il y ait un important échange de chaleur par convection, par rayonnement et par conduction avec les différentes faces des parois de

l'habitat et du comble. Nous observons un écart de température d'environ 4 °C entre les valeurs maximales des faces supérieure et inférieure. Cet important écart justifie encore l'utilité du faux plafond à jouer son rôle d'isolant. Il contribue énormément pour diminuer la propagation de la chaleur du comble vers l'enceinte habitable. Dans ce sens, le choix des propriétés thermiques et l'épaisseur sont très déterminants pour leurs influences sur les températures intérieures de l'habitat.

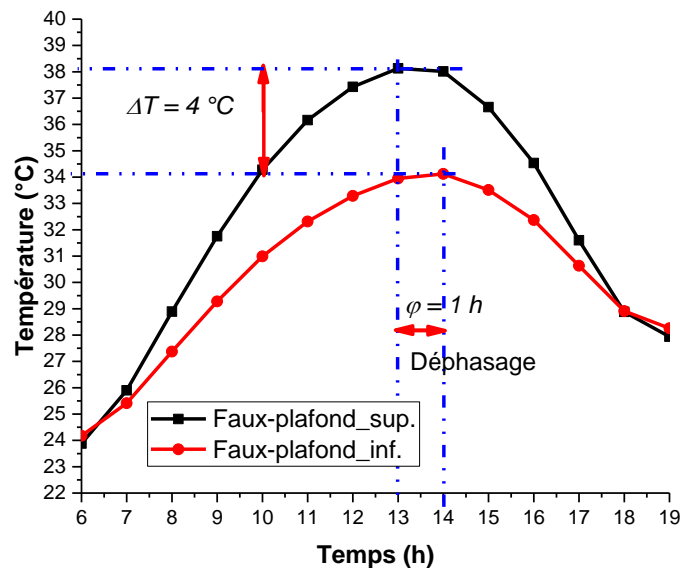


Figure 3.15: Evolution de la température sur les faces supérieure et inférieure du faux plafond.

Evolution des profils de températures des murs Est et Ouest

Nous représentons sur les figures 3.16 et 3.17, l'évolution des profils de températures sur les faces externes et internes des murs Est et Ouest de l'habitat avec une épaisseur de 15 cm et sans renouvellement d'air pour une journée type du mois de mars de la région de Mamou. Nous constatons un maximum de température à 13 h pour la face extérieure Est et à 17 h pour la face intérieure côté Est de l'habitat. L'écart de température entre les faces externe et interne d'environ 5,3 °C et un déphasage du temps de 5 h est observé pour une paroi orientée vers l'Est. Nous avons également un maximum de température à 16 h pour une face extérieure située côté Ouest et à 18 h pour la face intérieure Ouest de l'habitat. L'écart de température entre les faces intérieure et extérieure du mur de 4,6 °C et un déphasage du temps de 2 h est observé pour ce mur orienté vers l'Ouest. Ces écarts de temps sont dus à l'inertie thermique des parois des murs. L'allure des courbes reflète la réalité, nous observons que la

paroi Est extérieure est plus chauffée que la paroi Ouest du fait que nous avons un flux plus important à l'Est qu'à l'Ouest.

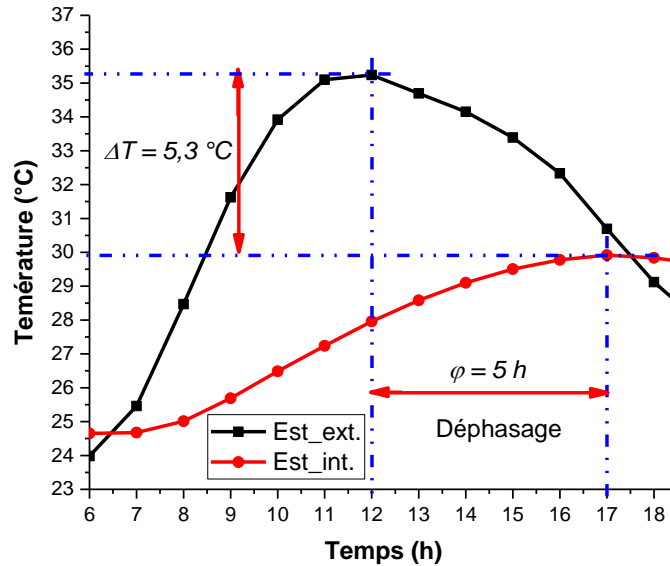


Figure 3.16: Profils de températures sur les parois externe et interne du mur Est.

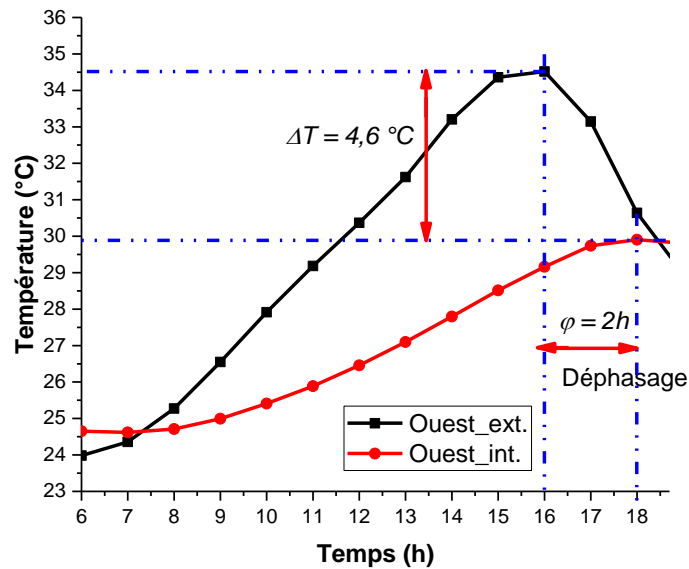


Figure 3.17: Profils de températures sur les parois externe et interne du mur Ouest.

Evolution des profils de températures des murs Sud et Nord

Nous représentons sur les figures 3.18 et 3.19, l'évolution des profils de températures sur les faces externes et internes des murs Sud et Nord de l'habitat, sans renouvellement d'air entre

l'extérieur et l'intérieur. Sur cette figure, nous remarquons une paroi plus chauffée au Sud qu'au Nord, du fait que notre pays est plus proche de l'équateur au Nord, dans ce cas le mur côté Sud de l'habitat reçoit un rayonnement solaire plus important par rapport à un mur situé au côté Nord. Les températures maximales des faces externes des deux côtés de l'habitat sont observées à 14 h dont les valeurs sont respectivement de 34 °C et de 31 °C. Ainsi, un écart de température d'environ 4,7 °C est observé entre la face interne et externe du mur orienté vers le Sud et un déphasage de temps de 4 h. On a également, un écart de température d'environ 2,6 °C et un déphasage de temps de 4 h entre la face externe et interne du mur orienté vers le Nord.

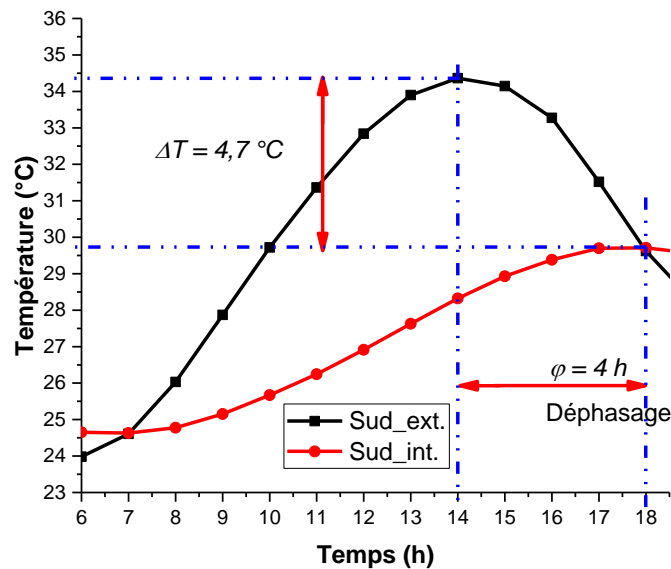


Figure 3.18: Profils de températures sur les parois externe et interne du mur Sud.

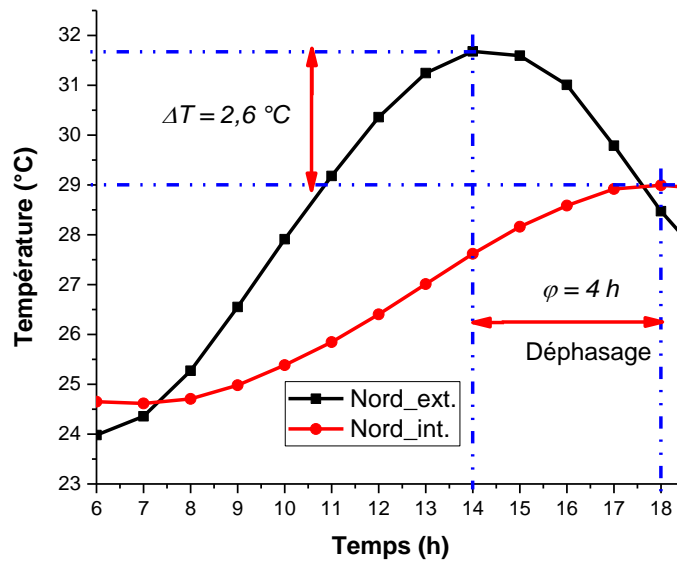


Figure 3.19: Profils de températures sur les parois externe et interne du mur Nord.

3.3.4 Influence des paramètres sur les profils des températures de l'habitat sans la boucle

- **Influence du flux solaire**

Influence du flux solaire sur la température de l'air à l'intérieur de l'habitat

La figure 3.20 représente l'influence de la variation du flux solaire sur la température de l'air intérieur de l'habitat sans renouvellement d'air et avec une épaisseur du mur fixé à 15 cm. Nous avons fait varier le flux maximal de 800 W/m² à 1500W/m². Nous remarquons que la température de l'air intérieur augmente considérablement quand on augmente le flux solaire. Pour un flux maximal de 1500 W/m² la valeur maximale de la température de l'air est de 32 °C. Le passage d'un flux de 800 W/m² à 1500 W/m² entraîne une augmentation de 3 °C environ sur la température de l'air.

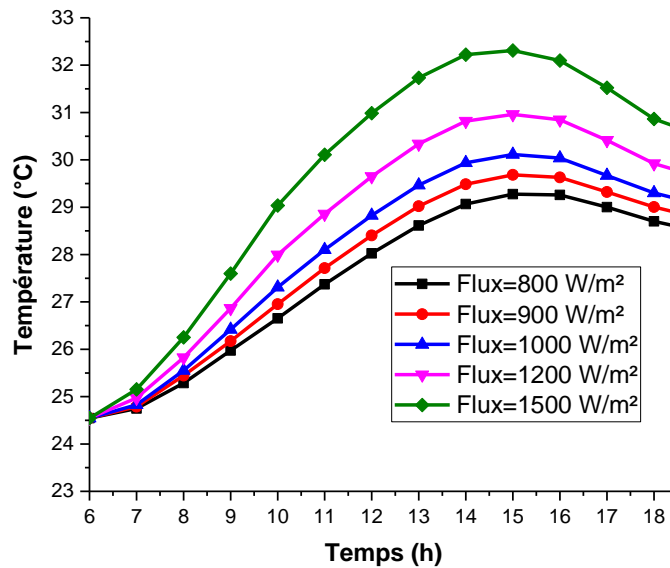


Figure 3.20: Influence de la variation du flux solaire sur la température de l'air interne de l'habitat.

Influence du flux solaire sur la température de l'air à l'intérieur du toit

Nous représentons sur la figure 3.21, l'influence de la variation du flux solaire sur la température de l'air interne du comble pour une épaisseur du mur de 15 cm. Les résultats suivants nous montrent que l'intensité du flux solaire a un effet très important sur la température de l'air intérieur. Globalement, pendant la période diurne, une augmentation du flux solaire sur les faces extérieures de l'habitat entraîne une augmentation importante de température de l'air intérieur par conduction, par convection et par rayonnement entre l'extérieur et l'intérieur du toit. La température de l'air interne augmente progressivement avec l'augmentation du flux solaire. Nous constatons sur l'allure des courbes avec un flux maximal de 1500 W/m², la valeur maximale de la température de l'air du toit atteint 41 °C au-dessus des autres courbes. Cette augmentation assez importante est due en grande partie à l'échange thermique par conduction avec les tôles d'épaisseurs faibles dont la conductivité thermique est élevée.

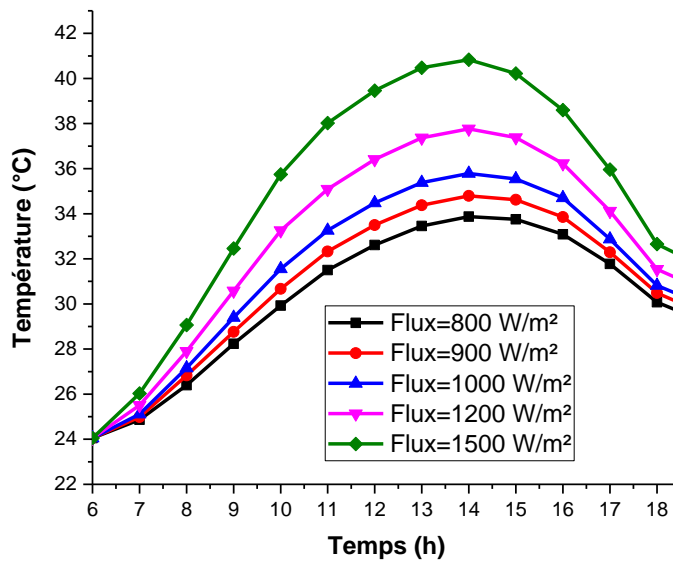


Figure 3.21: Influence de la variation du flux solaire sur la température de l'air interne du comble.

Influence de la variation du flux solaire sur la température du mur Est

La figure 3.22 représente l'influence de la variation du flux solaire sur la température intérieure du mur Est de l'habitat sans considération de l'effet du renouvellement d'air avec le milieu extérieur. Nous constatons que l'augmentation du flux entraîne l'augmentation de la température intérieure de la face Est par échange conductif entre la face extérieure et la face intérieure de l'habitat. Globalement cette variation montre que, plus le flux solaire est important, plus la température intérieure des murs augmente. A titre d'exemple, avec un flux maximal de 1500 W/m^2 la valeur maximale de la température sur la face Est enregistrée est d'environ $32 \text{ }^\circ\text{C}$. Cette augmentation significative est justifiée non seulement par l'échange thermique par conduction et par convection mais aussi par le fait que, cette paroi est la plus exposée au rayonnement solaire.

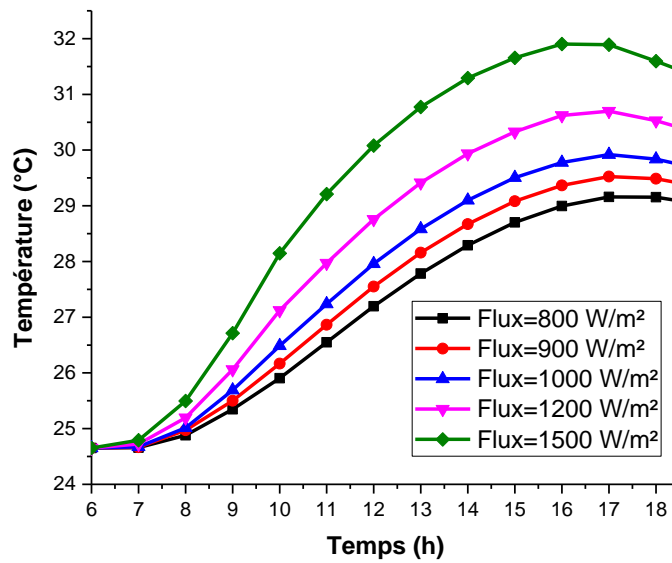


Figure 3.22: Influence de la variation du flux solaire sur la température intérieure du mur Est.

- **Influence de la température maximale**

Influence de la température maximale sur la température de l'air intérieur de l'habitat

La figure 3.23, représente l'influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air intérieur de l'habitat avec une épaisseur du mur de 15 cm. Nous avons fait varier la température maximale de 35 °C à 45 °C. Les résultats nous montrent qu'une augmentation de la température maximale ambiante extérieure entraîne automatiquement une augmentation de la température de l'air intérieur de l'habitat. Cette augmentation est liée à l'augmentation de la température maximale ambiante extérieure qui échange de la chaleur avec l'environnement intérieur de l'habitat. Nous remarquons que plus la température maximale est importante, plus la température de l'air interne augmente. Pour une température maximale de 45 °C, la température de l'air à l'intérieur de l'habitat est environ 33,5 °C. A travers les allures des courbes, nous constatons aussi que lorsque la température maximale ambiante est basse l'influence du flux est plus grande que celle de la température ambiante. Par contre, lorsque la température maximale ambiante est élevée, l'influence de la température ambiante est beaucoup plus importante que celui du flux solaire.

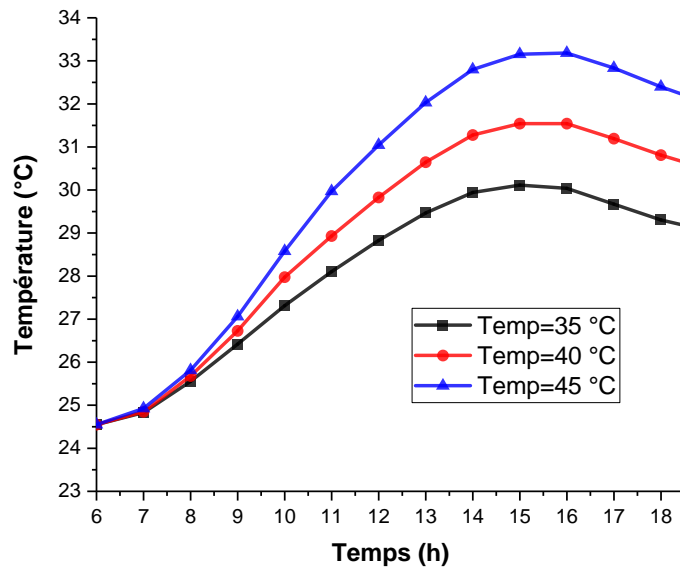


Figure 3.23: Influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air intérieur de l'habitat.

Influence de la température maximale sur la température de l'air intérieur de la toiture

La figure 3.24, représente l'influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air intérieur de la toiture. Les résultats suivants nous montrent l'effet de la température maximale ambiante sur la température de l'air du comble. En effet, une augmentation de la température ambiante maximale extérieure fait augmenter la température de l'air dans le toit. En plus, ce composant est le plus exposé au rayonnement solaire du coup, l'effet du rayonnement solaire fait augmenter encore plus la température de l'air du comble. Cette augmentation s'effectue par conduction, par rayonnement et par convection naturelle avec les autres parois. Pour une température maximale de 45 °C, la température de l'air à l'intérieur de la toiture est environ 41 °C.

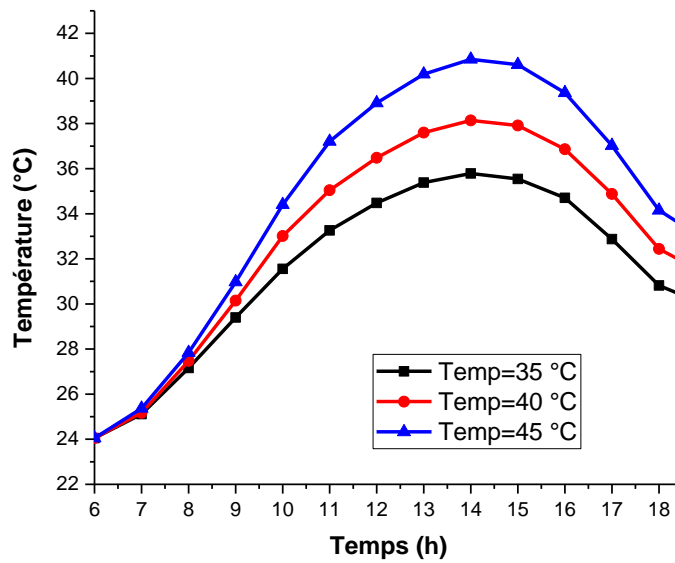


Figure 3.24: Influence de la variation de la température maximale sur la température de l'air intérieur de la toiture.

Influence de la température maximale sur la température intérieure du mur Est

La figure 3.25, représente l'influence de la variation de la température maximale sur la température intérieure du mur Est avec une épaisseur du mur de 15 cm et un flux solaire maximal de 1000 W/m². Les résultats suivants nous montrent que la température maximale ambiante a un effet significatif sur la température interne du mur Est. En effet, une augmentation de la température maximale ambiante fait augmenter progressivement la température sur la face Est du mur. En plus, cette paroi étant orientée vers l'Est où le soleil rayonne le plus le matin, fait augmenter considérablement la température interne sur cette paroi pendant la période diurne. Pour une température maximale de 45 °C, la température sur la face interne de l'habitat est environ 34 °C.

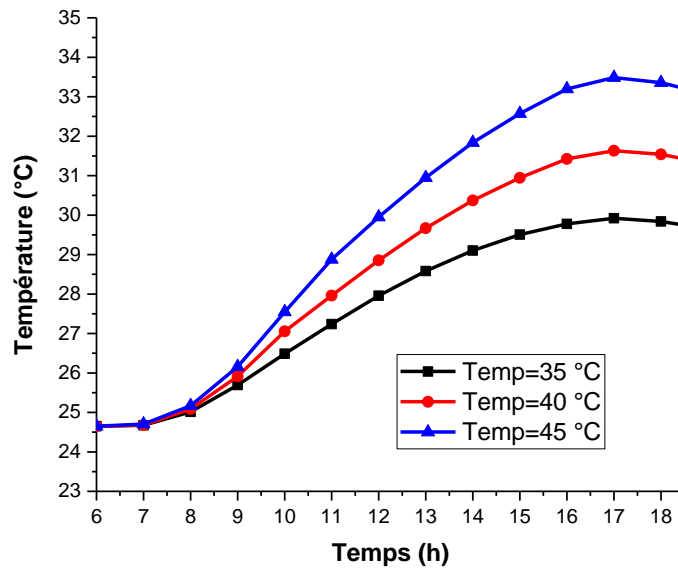


Figure 3.25: Influence de la variation de la température maximale sur la température intérieure du mur Est.

- **Influence de la température minimale**

Influence de la température minimale sur la température de l'air intérieur de l'habitat

La figure 3.26, représente l'influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air intérieur de l'habitat avec une épaisseur du mur fixée à 15 cm et un flux solaire maximal de 1000 W/m². Nous avons fait varier la température ambiante minimale de 15 °C à 35 °C. Les résultats nous montrent l'impact de la température minimale ambiante sur la température de l'air dans l'enceinte habitable. Une augmentation de la température minimale ambiante fait augmenter de façon progressive la température de l'air interne de l'habitat. Nous constatons que plus la température minimale est grande, plus la température de l'air interne de l'habitat augmente. Pour une température minimale de 35 °C, la température de l'air interne de l'habitat atteint environ 30 °C à 15 h.

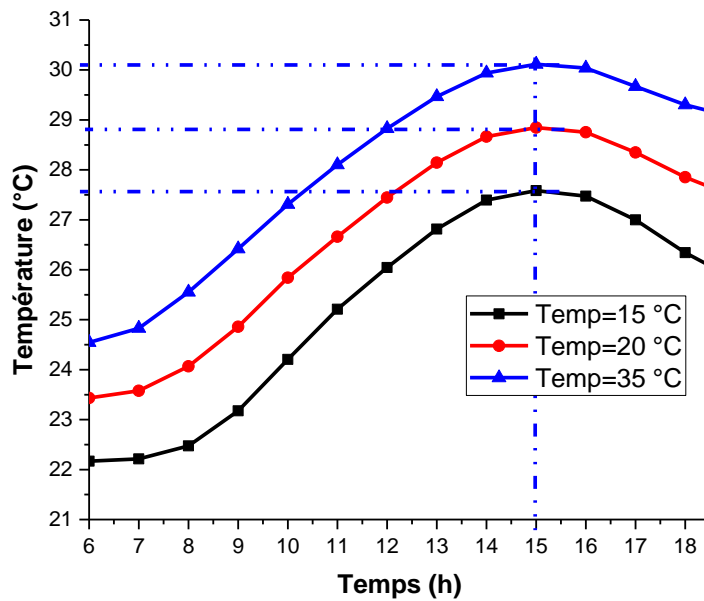


Figure 3.26: Influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air intérieur de l'habitat.

Influence de la température minimale sur la température de l'air intérieur de la toiture

La figure 3.27, représente l'influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air intérieur de la toiture avec une épaisseur du mur fixée à 15 cm et un flux solaire maximal de 1000 W/m². Les résultats suivants nous montrent l'impact de l'augmentation de la température minimale ambiante sur la température de l'air dans le toit. Nous constatons que la température de l'air interne du comble augmente du fait que la température minimale ambiante a été augmentée. Pour une température minimale de 20 °C, la température de l'air interne du comble atteint environ 35 °C à 14 h. Cela démontre davantage l'effet de la température sur l'habitat.

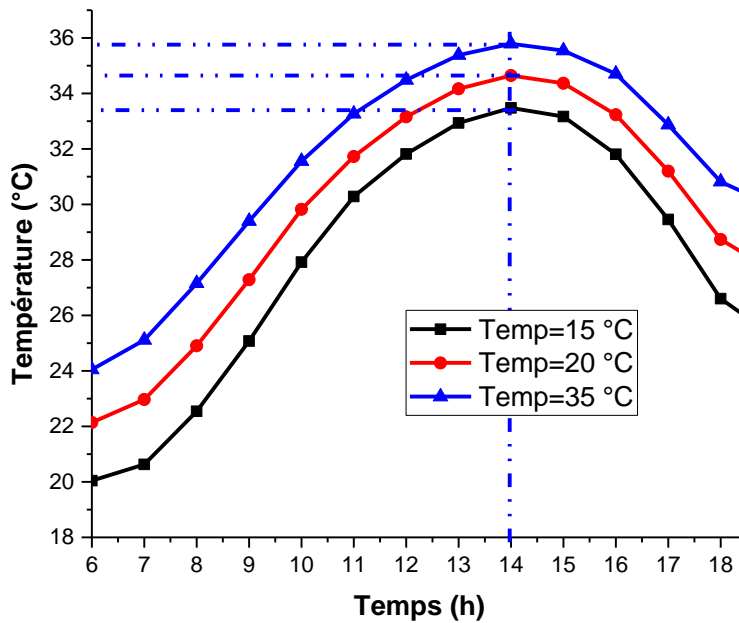


Figure 3.27: Influence de la variation de la température minimale sur la température de l'air intérieur de la toiture.

Influence de la température minimale sur la température intérieure du mur Est

La figure 3.28, représente l'influence de la variation de la température minimale sur la température intérieure du mur Est avec une épaisseur du mur fixée à 15 cm et un flux solaire maximal de 1000 W/m². Nous avons fait varier la température minimale ambiante de 15 °C à 30 °C. Les résultats montrent l'impact de la variation de cette température minimale sur la température de la face interne du mur Est. Nous remarquons que, plus la valeur de la température minimale ambiante est grande, plus la température intérieure sur la face du mur est élevée. Pour une valeur de température minimale de 30 °C, la valeur maximale de température atteint sur la face intérieure du mur est d'environ 31,24 °C à 17 h.

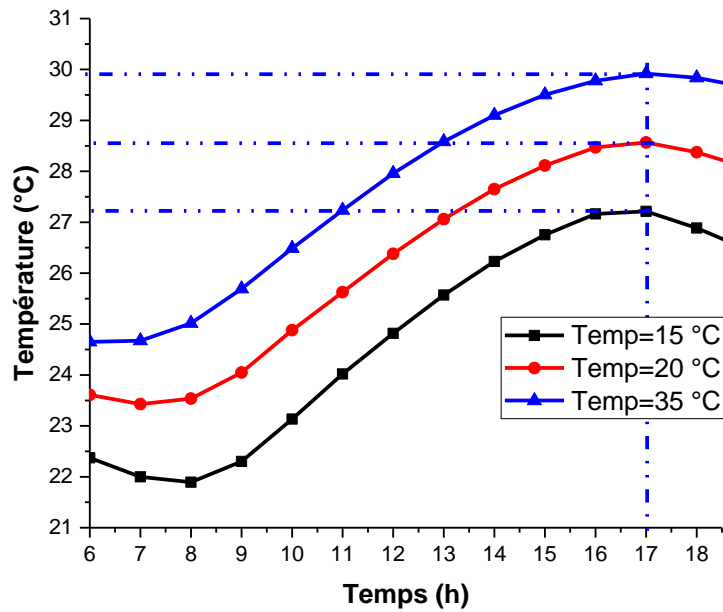


Figure 3.28: Influence de la variation de la température minimale sur la température intérieure du mur Est.

- **Influence de l'épaisseur**

Influence de l'épaisseur sur la température de l'air intérieur de l'habitat

Nous étudions l'influence de l'épaisseur du mur sur l'évolution de la température de l'air à l'intérieur de l'habitat (figure 3.29). Nous avons fait varier l'épaisseur du mur de l'habitat de 10 cm à 40 cm. Les résultats montrent que l'effet de l'épaisseur du mur est très important sur l'évolution de la température de l'air dans l'habitat. L'augmentation de l'épaisseur du mur entraîne une réduction significative des variations de températures au niveau de l'air interne. Ainsi, ce paramètre peut amortir légèrement les variations des températures sur les faces externes du mur. En plus, l'augmentation de l'épaisseur du mur augmente la résistance et l'inertie thermique de celui-ci, ce qui constitue un frein à la propagation de la chaleur par conduction vers les parois intérieures du mur. En revanche, nous retenons que les températures sur les parois externes du mur sont réduites uniquement par l'inertie du bâtiment. Le passage d'une épaisseur du mur de 10 cm à 40 cm entraîne un amortissement d'environ 5 °C sur la température maximale de l'air.

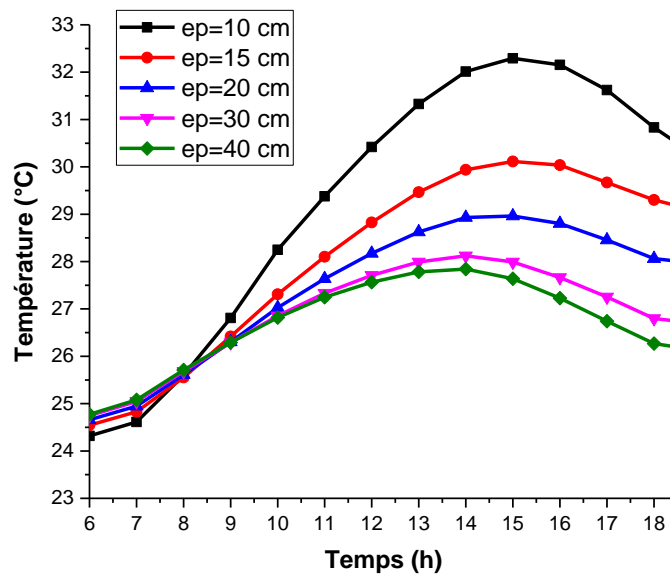


Figure 3.29: Influence de la variation de l'épaisseur sur la température de l'air intérieur de l'habitat.

Influence de l'épaisseur sur la température intérieure du mur Est

Nous présentons sur la *figure 3.30*, l'influence de l'épaisseur du mur sur l'évolution des températures sur la face interne du mur Est pour la journée type du mois de mars. Nous avons fait varier l'épaisseur du mur de 10 cm à 40 cm. Les résultats obtenus montrent que la variation de l'épaisseur a un impact énorme sur l'évolution des températures sur les faces internes de l'habitat. L'augmentation de l'épaisseur du mur entraîne significativement une réduction des variations de températures intérieures des murs. En effet, l'augmentation de l'épaisseur du mur augmente la résistance thermique, qui constitue un frein à la propagation de la chaleur par conduction de l'extérieur vers l'intérieur du bâtiment.

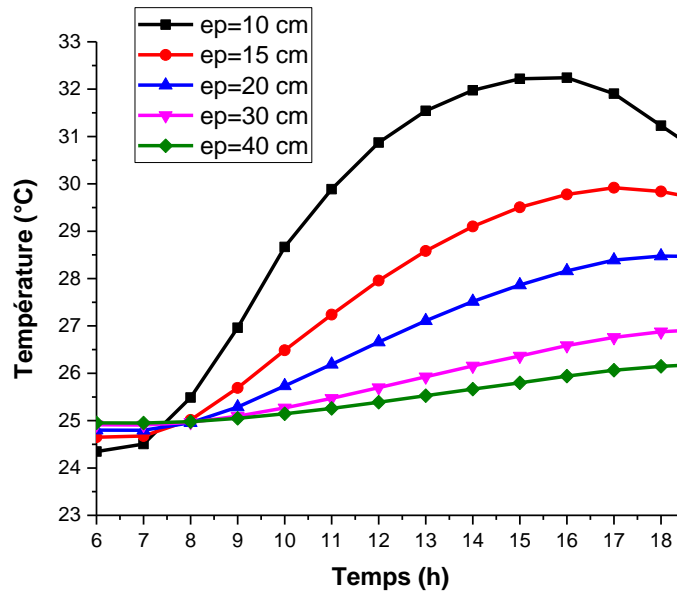


Figure 3.30: Influence de la variation de l'épaisseur sur la température intérieure du mur Est.

- **Influence du taux de renouvellement d'air**

Influence du taux de renouvellement d'air sur la température de l'air intérieur de l'habitat

Nous représentons sur la figure 3.31, l'influence du taux de renouvellement d'air sur l'évolution de la température de l'air intérieur de l'habitat. Nous avons fait varier l'épaisseur du mur de 0 vol/h à 10 vol/h. Les résultats obtenus montrent l'effet de la variation du taux de renouvellement sur la température de l'air intérieur de l'habitat. Nous remarquons que l'augmentation du taux de renouvellement d'air entraîne une augmentation considérable de la température de l'air à l'intérieur de l'habitat pendant la période diurne. De 6 h à 13 h, nous constatons que la température augmente progressivement pour atteindre une valeur de température maximale de l'air d'environ 32,3 °C pour $N = 10 \text{ vol/h}$ et de 14 h à 5 h, elle baisse. Ce phénomène est dû à l'échange convectif entre l'air chaud de l'extérieur et l'air intérieur de l'habitat. Notons que le taux de renouvellement d'air est non négligeable en matière de confort thermique de l'habitat, parce qu'il contribue à chauffer l'enceinte habitable pendant les périodes où la température de l'air extérieur est élevée.

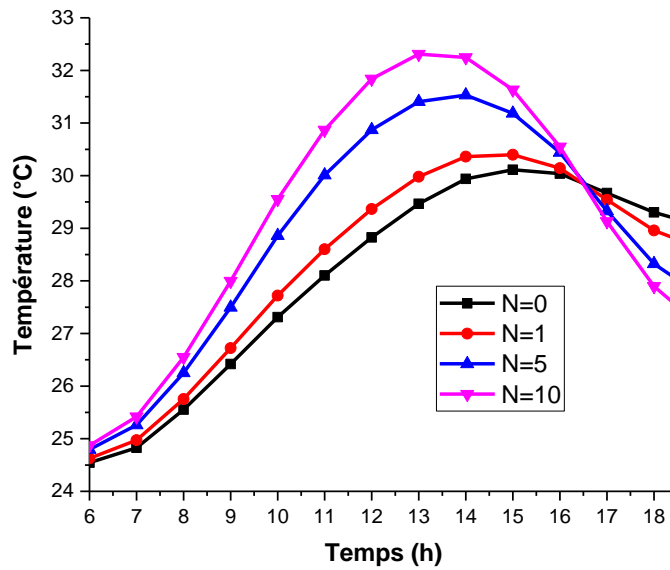


Figure 3.31: Influence du taux de renouvellement d'air sur la température de l'air intérieur de l'habitat.

Influence du taux de renouvellement d'air sur la température de la paroi intérieure Est

La figure 3.32, représente l'influence de la variation du taux de renouvellement d'air sur l'évolution de la température sur la face intérieure du mur Est. La simulation est faite avec une épaisseur du mur fixée à 15 cm. En général, nous constatons que les faces internes de l'habitat, à travers cette paroi, sont moins sensibles au renouvellement d'air dans l'enceinte habitable. La chaleur de l'air est transmise uniquement par convection aux autres faces internes de l'habitat. Les résultats montrent l'impact de la variation du taux de renouvellement d'air sur la température de la face intérieure du mur Est. Par comparaison avec les autres paramètres, nous remarquons que l'augmentation du taux de renouvellement d'air fait augmenter faiblement la température sur la face Est pendant la journée et la baisse pendant la nuit. Cette augmentation n'est pas due uniquement à l'influence du taux de renouvellement d'air par convection mais aussi à la conduction des matériaux utilisés pour la construction avec les phénomènes de l'ambiance extérieure. Pour un taux de $N = 10 \text{ vol/h}$, la valeur de la température maximale atteinte est d'environ $31 \text{ }^\circ\text{C}$. Ce résultat est la preuve que l'augmentation du taux de renouvellement d'air à une importance capitale et n'est pas à négliger dans la modélisation de l'habitat destiné à un confort thermique.

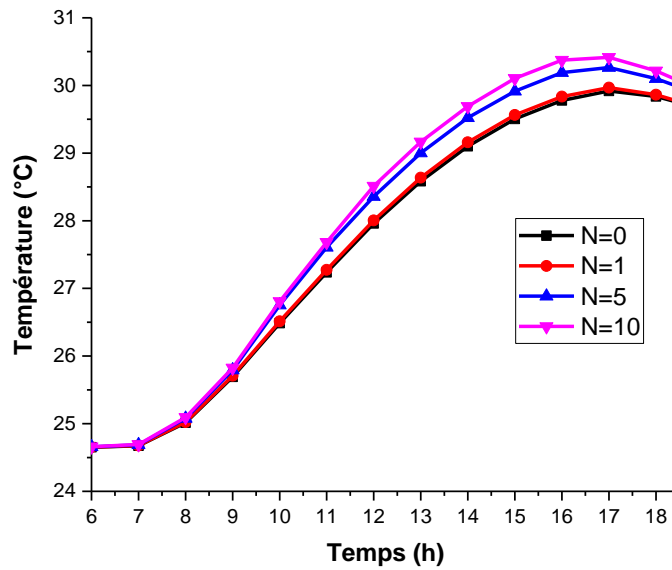


Figure 3.32: Influence de la variation du taux de renouvellement d'air sur la température intérieure du mur Est.

3.4 Résultats de simulation de l'habitat équipé de la boucle diphasique

Evolution des profils des températures de l'air intérieur de l'habitat avec et sans climatiseur

Nous représentons sur la figure 3.33, l'évolution des profils des températures de l'air intérieur de l'habitat avec et sans le système de climatisation. La simulation numérique a été faite avec une épaisseur du mur fixée à 15 cm, une surface de l'évaporateur de 2 m² et sans taux de renouvellement d'air. Nous avons fait le couplage entre l'habitat et le climatiseur. Les résultats nous montrent l'effet du climatiseur sur la température de l'air intérieur de l'habitat. Le climatiseur a entraîné une baisse de la température de l'environnement habitable au cours du temps. Cette baisse est due à l'échange de chaleur convectif entre l'air du local à refroidir et les parois de l'évaporateur qui ont une température plus faible. Cette chaleur du local est captée par l'évaporateur en évaporant le fluide frigorigène qu'il contient vers le condenseur. La valeur de la température maximale de l'air intérieur de l'habitat avec le climatiseur est environ 26 °C à 15 h pendant que celle de l'air sans l'unité de climatisation est à environ 30 °C à 15 h. Le climatiseur a permis de faire chuter la température de l'enceinte habitable de 4 °C. La valeur de la température maximale atteinte sur les parois de l'évaporateur est d'environ 14 °C à 18 h.

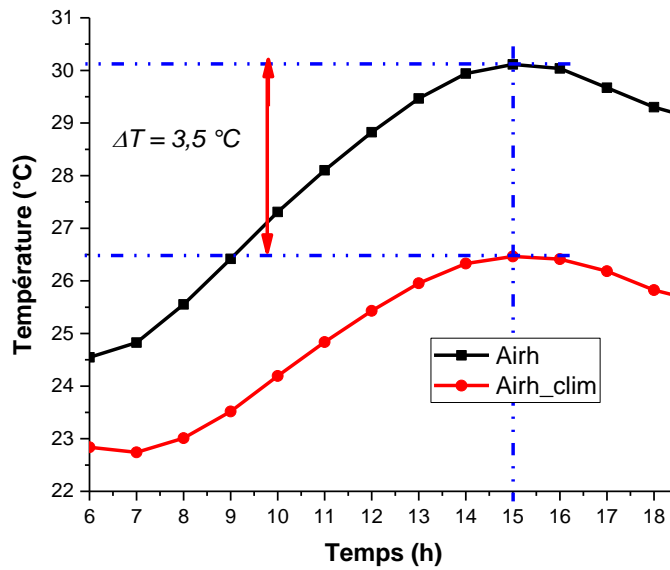


Figure 3.33: Evolution de la température de l'air intérieur de l'habitat avec et sans système de climatisation.

Profils des températures sur les parois intérieures de l'habitat avec et sans climatiseur

L'évolution des profils de températures sur les parois internes du local avec et sans climatiseur est représentée sur la figure 3.34. Les résultats suivants nous montrent l'effet du climatiseur sur la température au niveau de chaque paroi de l'habitat. Il baisse les températures sur l'ensemble des parois. Sur cette figure, nous observons un pic de température à 17 h dont la valeur maximale de température sur la face du mur Est avec le climatiseur est égale à environ 29 °C. Par contre, la valeur de la température sur cette paroi sans climatiseur est égale à 30 °C. Également, sur le mur Ouest nous constatons un pic à partir de 18 h avec une valeur de température sensiblement égale à la température sur la face du mur Est. Les mêmes tendances sont observées sur les faces intérieures du mur Nord et Sud qui atteignent des pics de température à 18 h. les valeurs sont de 28,5 °C environ pour le mur interne côté Sud contre 29,6 °C pour le mur sans climatiseur. Ensuite nous avons 27 °C environ pour la face du mur côté Nord contre 28,5 °C pour une face du mur sans climatiseur. Cette diminution est due à la diminution de la température de l'air dans l'habitat sous l'effet de l'unité de climatisation. Ensuite, cette diminution provoque à son tour, par convection naturelle, l'abaissement des températures sur l'ensemble des faces intérieures du mur de l'habitat.

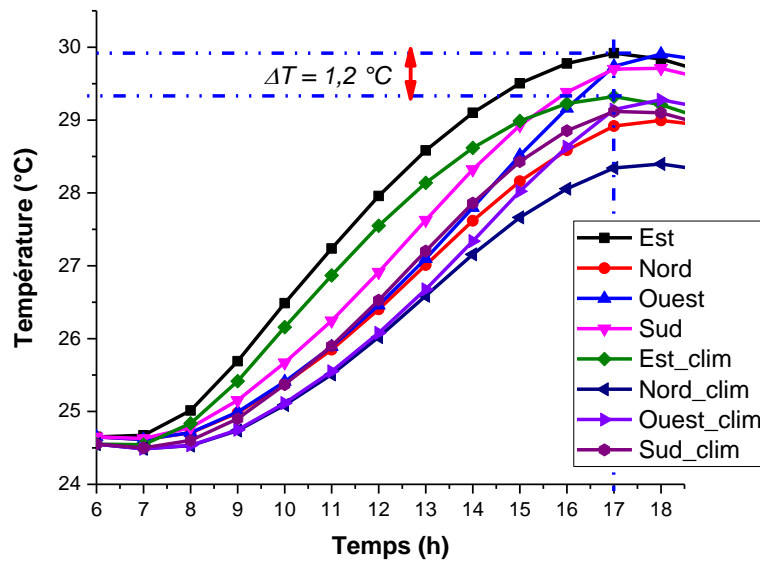


Figure 3.34: Profil des températures sur les parois verticales internes du local avec et sans climatiseur.

Evolution des profils des températures sur les faces intérieures du faux-plafond, du plancher avec et sans climatiseur

Nous représentons sur la figure 3.35 l'évolution des profils des températures sur le plancher et la face inférieure du faux plafond avec et sans l'unité de climatisation. Les résultats montrent l'effet du climatiseur sur la température sur la face au niveau de chaque paroi de l'habitat. Nous constatons également sur les courbes que, les températures maximales sur les parois avec le climatiseur, sont observées à 14 h pour le faux-plafond, à 17 h pour le plancher dont les valeurs sont respectivement égales à environ 33 °C et 27 °C. En revanche, les valeurs de températures pour ces mêmes parois sans climatiseur, sont respectivement 34,12 °C pour le faux-plafond et 28 °C pour le plancher. Cette baisse des températures est due à la diminution de la température de l'air dans l'enceinte habitable sous l'effet de l'unité de climatisation qui s'effectue généralement par convection entre les faces internes et l'air dans l'habitat.

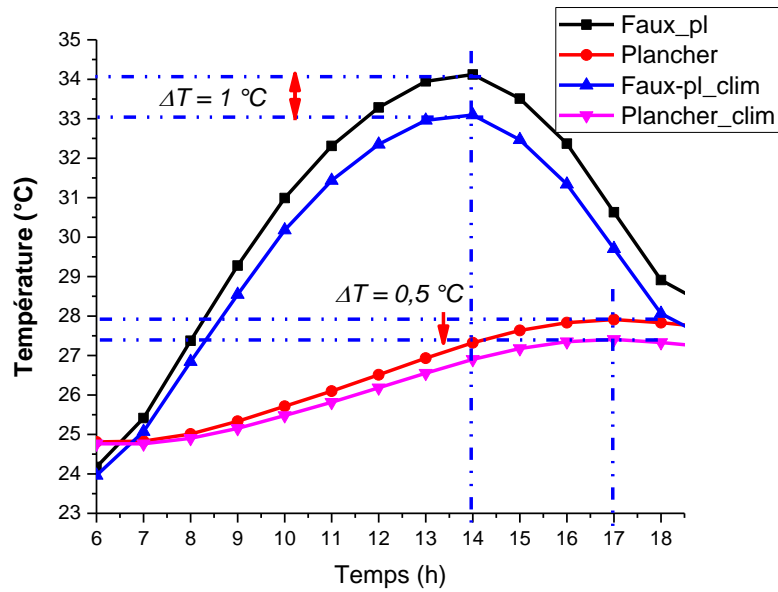


Figure 3.35: Profil des températures sur les parois horizontales internes du local avec et sans climatiseur.

Profil de température à l'évaporateur avant et après couplage de l'habitat

Nous présentons sur la figure 3.36, l'évolution temporelle de la température à l'évaporateur avant et après le couplage avec l'habitat. Nous remarquons une allure des courbes différente au cours du temps. Cette perturbation est due à la variation de la température de l'air dans l'enceinte habitable lors de l'échange de chaleur convectif entre l'air du local à refroidir et la surface de l'évaporateur. Par contre, avec le système de climatisation fonctionnant seul sans habitat, nous avons une température de l'air constante. La valeur de la température maximale atteinte sur les parois de l'évaporateur est d'environ 14 °C à 18 h.

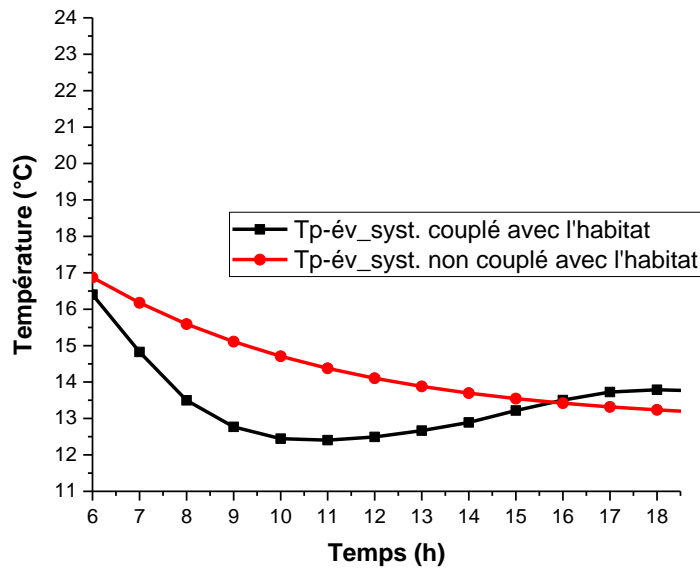


Figure 3.36: Evolution de température sur les parois de l'évaporateur avec et sans habitat.

Profils des températures sur les parois du condenseur ainsi que l'évolution du débit au condenseur et à l'évaporateur

Nous présentons l'évolution temporelle de la température sur les parois du condenseur, le débit au niveau de l'évaporateur et du condenseur du système de climatisation couplé avec le modèle d'habitat sur les figures 3.37 et 3.38. Le condenseur est placé sur la paroi extérieur Est de l'habitat. La simulation a été faite avec une surface $S = 0.5 \text{ m}^2$ et en appliquant les données météorologiques. Nous constatons que la température croît progressivement au cours du temps, elle atteint un pic à environ 11 h avec une valeur maximale d'environ $46,37 \text{ }^\circ\text{C}$. Cette augmentation de la température au condenseur résulte principalement du gain de chaleur et les phénomènes physiques de l'ambiance (comme le vent, le flux solaire, la température...).

Pendant la période diurne, nous constatons que (figure 3.38), les débits augmentent progressivement et atteignent un pic à 14 h dont les valeurs sont d'environ $2,71 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ à l'évaporateur et $1,36 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ au condenseur. Cela est dû à un écart important de température qui existe dans la journée entre l'ambiance extérieure et le local. A partir de 14 h, nous remarquons également que les débits tendent à diminuer par le fait que l'écart de température diminue.

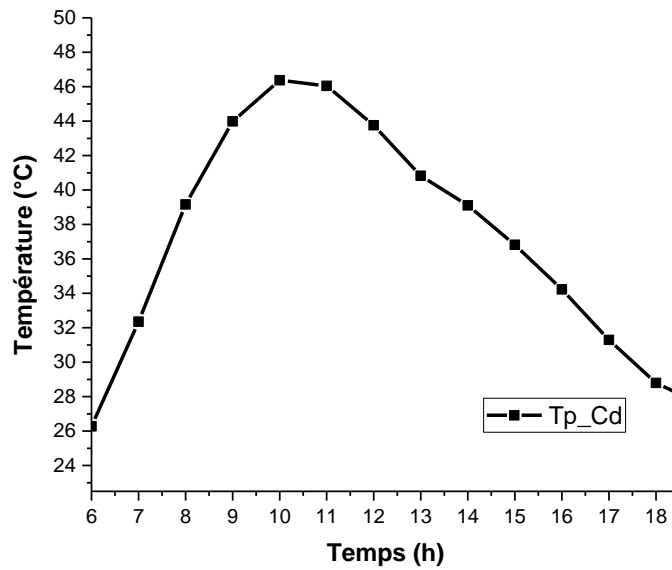


Figure 3.37: Evolution de la température sur les parois du condenseur.

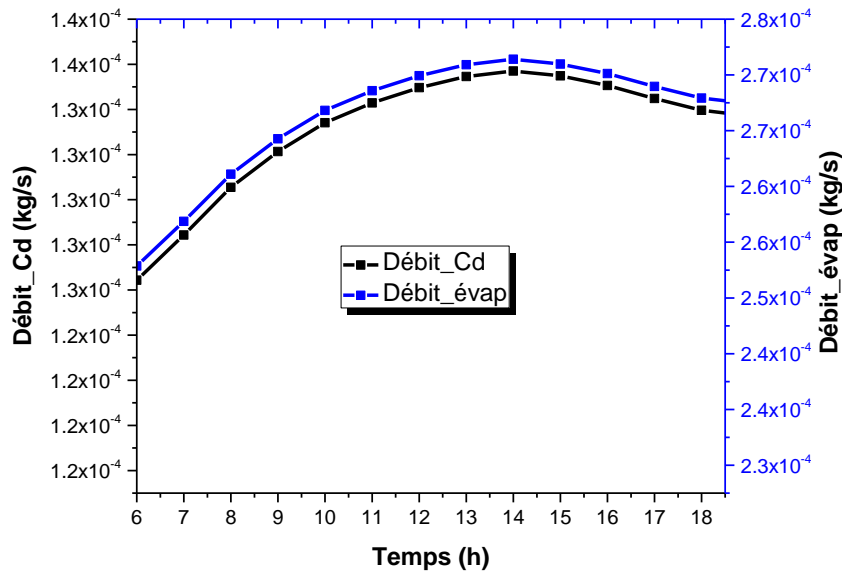


Figure 3.38: Evolution de la masse et du débit au condenseur et à l'évaporateur.

3.5 Influence des paramètres sur la température de l'air de l'habitat équipé de la boucle

Influence de la variation de l'épaisseur sur la température de l'air dans l'habitat

Nous présentons sur la figure 3.39, l'effet de la variation de l'épaisseur sur la température de l'air intérieur de l'habitat muni de l'unité de climatisation. La variation de l'épaisseur du mur de 10 cm à 40 cm a permis d'observer le profil des températures de l'air de l'enceinte

habitable. Nous constatons que les profils de températures évoluent en dessous de la courbe de température de l'air interne de l'habitat sans climatiseur. Une épaisseur de dimension faible augmente l'inconfort du local et entraîne ainsi une augmentation de la température de l'air de l'enceinte habitable. Par contre, une augmentation de l'épaisseur des murs entraîne moins de pertes thermiques et moins de variations de température de l'air interne de l'habitat. Les valeurs maximales de température atteintes pour une épaisseur de 10 cm et 40 cm sont respectivement de 28,5 °C et 23,9 °C. Cependant, la température pour un habitat sans climatiseur est de 30 °C.

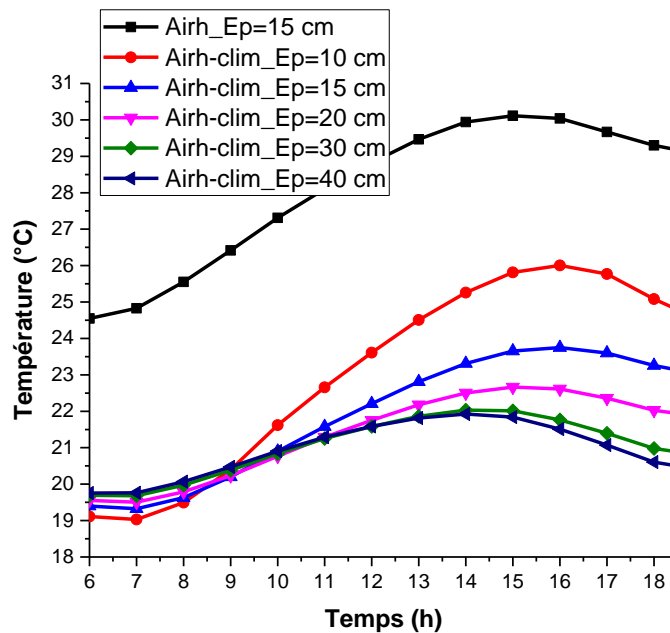


Figure 3.39: Effet de la variation de l'épaisseur du mur sur la température de l'air intérieur de l'habitat avec climatiseur.

Influence du taux de renouvellement d'air sur la température de l'air dans l'habitat

La figure 3.40 montre également, l'effet de la variation du taux de renouvellement d'air sur le profil des températures du local couplé à l'unité de climatisation. Nous avons fait varier le taux de renouvellement d'air avec l'enceinte habitable de 1 à 10. Nous remarquons que le renouvellement d'air entraîne une augmentation de la température dans le local. Cette augmentation est due au fait que, l'air à l'extérieur de l'habitat est plus chaud que celui à l'intérieur de l'habitat. En plus, nous constatons que, l'infiltration de l'air à travers les ouvertures impacte de façon négative le fonctionnement de l'unité de climatisation. Pour un taux de renouvellement $N=10$, la valeur maximale de température de l'air du local est environ 30,6 °C à 14 h.

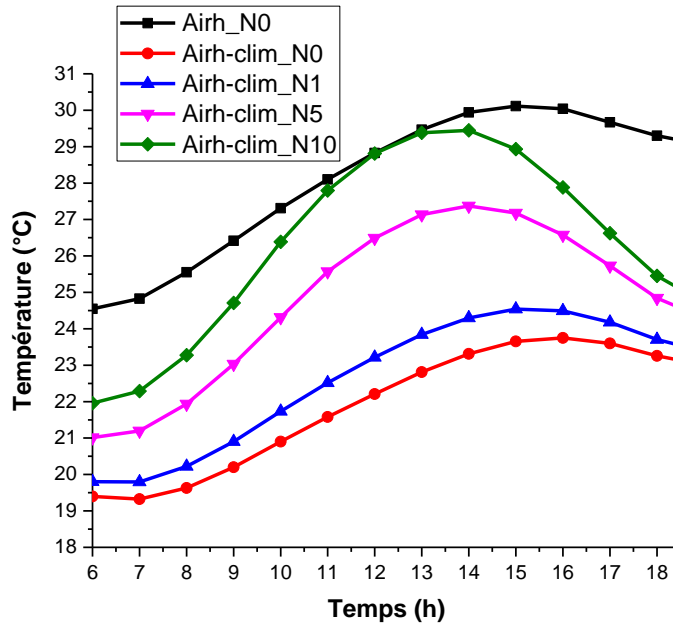


Figure 3.40: Effet de la variation du taux de renouvellement d'air sur la température de l'air du local équipé du climatiseur.

Influence du flux solaire sur la température de l'air dans l'habitat

Nous présentons sur la figure 3.41, l'influence de la variation du flux solaire sur la température de l'air dans l'habitat muni de la boucle thermosiphon. Pour ce faire, nous faisons varier l'intensité du flux solaire incident sur l'habitat de 900 W/m² à 1500 W/m² pour observer l'impact de celle-ci sur la climatisation du local. Il est évident que le rayonnement solaire a un effet très important sur le refroidissement. L'augmentation du flux solaire entraîne de façon progressive l'augmentation de la température du local climatisé. Par contre, en absence du soleil, nous constatons sur l'allure des courbes que la charge thermique dans la pièce est presque stable. Pour un flux maximal de 1500 W/m², la valeur de la température maximale atteinte dans la pièce est de 28,5 °C à partir de 15 h. Cependant, malgré cette importante variation du flux solaire sur les parois de l'habitat, l'unité de climatisation parvient à maintenir la température de l'air interne en dessous de la température de l'air sans le climatiseur.

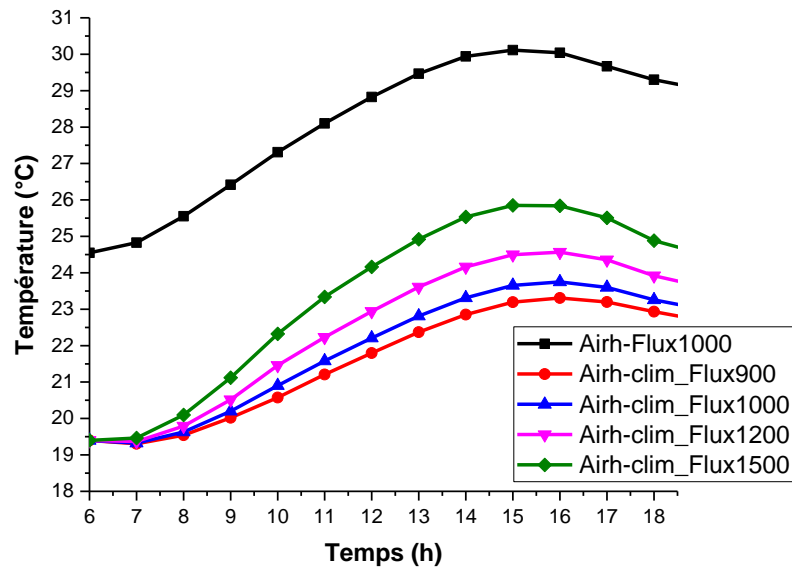


Figure 3.41: Influence de la variation du flux solaire sur la température de l'air intérieur du local équipé du climatiseur.

Influence de la température ambiante sur la température de l'air dans l'habitat

Nous présentons sur la figure 3.42 et sur la figure 3.43, l'influence de la température minimale et maximale sur la température de l'air dans l'habitat muni de la boucle thermosiphon. Pour ce faire, nous avons fait varier la température ambiante maximale de 35 °C à 45 °C (figure 3.42) et la température ambiante minimale de 15 °C à 35 °C (figure 3.43) afin d'observer l'impact de ces températures sur la température de l'air intérieur du local équipé du climatiseur. Nous constatons que ces variations ont une influence sur la température interne du local et également sur le fonctionnement de l'unité de climatisation. Cette perturbation entraîne ainsi une augmentation de la température interne du local, sensiblement égale à la température ambiante. Or, lorsque la température du local augmente, l'écart de température entre l'ambiance et le local diminue. Pourtant, le fonctionnement de ce dispositif est assuré par une différence de température. Ce phénomène a pour conséquence, une diminution de la performance du climatiseur. Pour une température ambiante de 45 °C, la valeur atteinte de la température de l'air dans le local équipé du climatiseur est d'environ 27 °C. La même tendance a été observée pour le cas de température ambiante minimale. Lorsque cette température minimale ambiante (figure 3.43) est égale à 35 °C, la valeur de la température de l'air dans l'enceinte habitable munie de la boucle est à environ 24 °C. Quel que soit la variation de la température ambiante, nous constatons que la température de l'air de

l'enceinte habitable équipée de la boucle évolue en dessous de la température de l'air sans climatiseur.

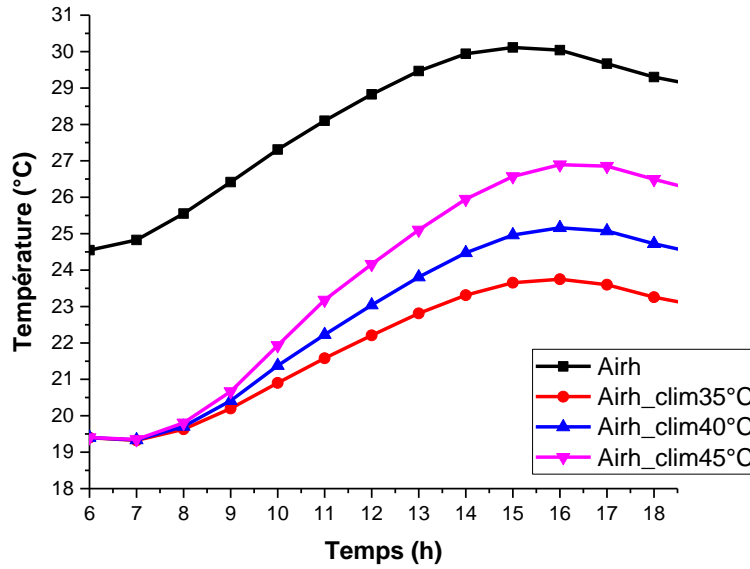


Figure 3.42: Influence de la température maximale sur la température de l'air du local équipé du climatiseur.

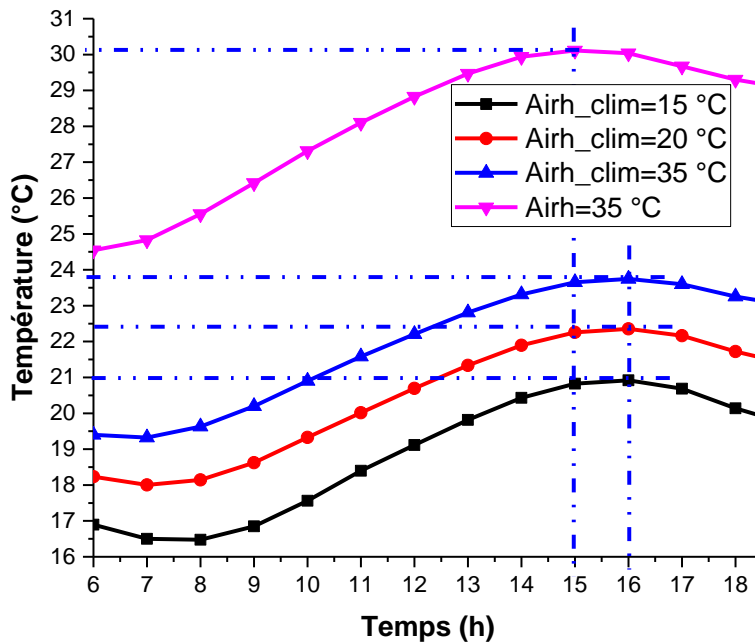


Figure 3.43: Influence de la température minimale sur la température de l'air du local équipé du climatiseur.

Influence de la surface de l'évaporateur sur la température de l'air dans l'habitat

La figure 3.44, présente l'influence de la surface de l'évaporateur sur la température de l'air dans l'enceinte habitable. La surface représente un élément important dans le choix d'un évaporateur. Elle est souvent choisie en fonction de la puissance thermique du local à évacuer. La simulation a été faite avec une épaisseur du mur fixée à 15 cm, sans renouvellement d'air et un flux solaire maximal de 1000 W/m². Ainsi, nous avons fait varier la surface de l'évaporateur de 0.5 m² à 3 m² pour observer l'impact de cette surface sur le refroidissement du local. Les résultats montrent que plus la surface est grande plus l'échange convectif entre l'air du local et les parois de l'évaporateur est important et plus la température de l'air intérieur du local baisse. La valeur maximale de la température de l'air interne du local est égale à environ 25 °C pour une surface de l'évaporateur de 3 m² et à environ 29 °C pour une surface de 0,5 m².

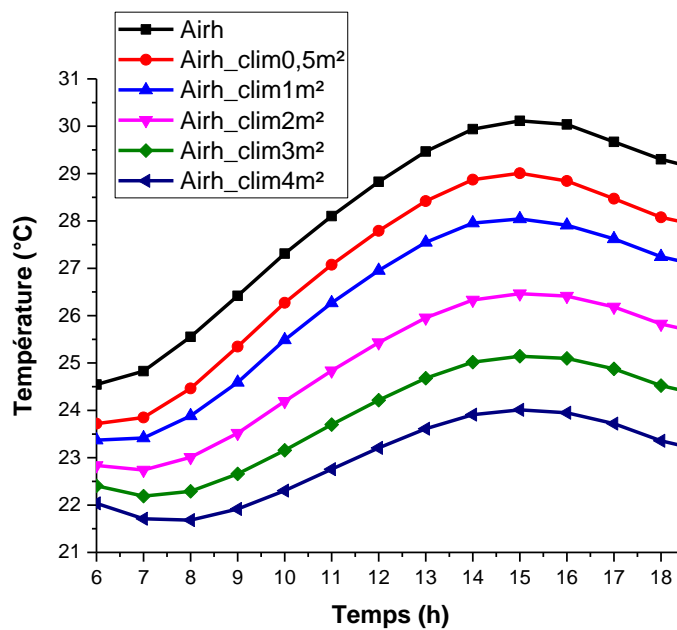


Figure 3.44: Influence de la surface de l'évaporateur sur la température de l'air du local.

3.6 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre, les résultats de la simulation de l'habitat avec et sans la boucle de climatisation. Pour commencer, nous avons validé d'abord le modèle d'habitat et de la boucle par comparaison entre nos résultats et ceux obtenus à partir de la littérature. Ensuite, nous avons montré les résultats de l'unité de climatisation seule sans données météorologiques et un habitat sans climatiseur, mais avec des conditions climatiques. Ainsi,

les profils des températures sont illustrés et discutés. La température à l'évaporateur peut baisser jusqu'à atteindre 13 °C. La performance thermique de la boucle diphasique a été également présentée. Il se trouve que, l'augmentation de la température de condensation diminue la performance thermique du système. Par contre, l'augmentation de la température d'évaporation entraîne une augmentation de la performance. Le couplage entre l'air dans l'habitat et la surface de l'évaporateur, effectué par une méthode dite « connexion », a permis de présenter les résultats de l'habitat muni de la boucle, pour une journée type du mois de Mars à Mamou. Les résultats sont comparés à l'habitat sans la boucle de climatisation. Ils ont montré que la température de l'air dans le local climatisé est maintenue en dessous de la température de l'air dans le local sans climatiseur. La variation des principaux paramètres a montré leur influence sur les profils des températures du système de climatisation et de l'habitat avec et sans climatiseur. Il ressort que l'augmentation du taux de renouvellement d'air, la température ambiante, le flux solaire etc. contribuent à l'augmentation de la température de l'air dans l'habitat et entraîne une diminution de la performance du climatiseur. Par contre, l'augmentation de l'épaisseur du mur augmente l'inertie de l'habitat. Le chapitre suivant sera consacré à une étude économique de l'habitat muni de la boucle de climatisation d'une part, et d'autre part, de l'habitat équipé d'un climatiseur classique.

Chapitre 4 : Etude économique

Chapitre 4 : Etude économique

4.1 Introduction

Afin de réduire le risque d'échec de tout projet, il est important de faire une analyse économique pour connaître le coût de production et la période de récupération de l'investissement. A cet effet, une analyse économique de deux systèmes de climatisation passive et classique destiné chacun à climatiser un habitat de même dimension, modélisé précédemment, sera abordée dans ce chapitre. L'objectif de cette analyse économique est d'estimer le coût lié à l'achat des climatiseurs en tenant compte de tous les éléments et dépenses pouvant être engagés lors de l'installation et du fonctionnement des systèmes. Pour commencer, un rappel sur certaines notions d'économie appliquées sur les systèmes énergétiques sera présenté, enfin nous analysons l'influence du coût d'achat des climatiseurs, de la main d'œuvre et le temps de retour sur investissement en considérant les différents taux.

4.2 Rappels sur quelques notions d'économie

4.2.1 Facteur d'actualisation

La relation (4.1) peut être utilisée pour déterminer le facteur d'actualisation P_{WF} [95], [77] comme suit:

$$P_{WF}(N, i_f, d) = \sum_{j=1}^N \left[\frac{(1 + i_f)^{N-1}}{(1 + d)^N} \right] \quad (4.1)$$

- Si $d \neq i_f$; alors le facteur d'actualisation P_{WF} devient :

$$P_{WF}(N, i_f, d) = \frac{1}{d - i_f} \left[1 - \left(\frac{1 + i_f}{1 + d} \right)^N \right] \quad (4.2)$$

- Si $d = i_f$; alors le facteur d'actualisation P_{WF} est :

$$P_{WF}(N, i_f, d) = \frac{N}{1 + i_f} \quad (4.3)$$

D'où : i_f – taux d'inflation en (%) ; N – durée de vie du système ou durée de l'emprunt en (années), d – taux d'actualisation en (%). Il est considéré à 4 % pour les investissements publics en France et s'exprime par la relation (4.4) suivante [96], [97] :

$$d = i_n = \delta + \gamma \times \mu \quad (4.4)$$

Avec : $\delta = 0$ – taux de préférence pure pour le présent (%); $\gamma = 2$ – élasticité de l'unité marginale de la consommation (%); $\mu = 2$ – croissance économique de référence (%).

4.2.2 Estimation du coût total annuel d'investissement

En général, le coût d'investissement annuel total (C_{annuel}) d'un climatiseur se compose de quatre éléments tels que : le coût d'investissement annuel ($C_{an,clim}$) du système de refroidissement y compris le coût de maintenance et d'entretien (C_{maint}), le coût d'électricité ($C_{élect}$) et parfois le coût dû aux émissions de carbone. Le coût d'investissement annuel est lié aux prix d'achat du climatiseur, la main d'œuvre pour l'installation du système de climatisation et les consommables. Ainsi, le coût d'investissement annuel total (C_{annuel}) d'un Système de climatisation est donné par la relation(4.5) suivante [77], [95], [98] :

$$C_{annuel} = \left[C_{an,clim} + \sum_{j=1}^N (C_{an,maint.j} + C_{élect.j}) \omega^j \right] \left[\frac{\omega - 1}{\omega(\omega^N - 1)} \right] \quad (4.5)$$

Avec :

$$\omega = \frac{100 + d}{100 + i_f} \quad (4.6)$$

4.2.2.1 Coût d'investissement annuel du système de climatisation

Le cout d'investissement annuel ($C_{an,clim}$) du système de refroidissement qu'il soit actif ou passif est divisé en deux parties : les coûts d'investissement (achat) C_a et les coûts d'installation(C_I). Le coût d'investissement (achat) du système de refroidissement est le prix du système en bloc ou les éléments qui composent le système. Le coût d'installation fait référence aux coûts associés à l'installation ou à l'intégration des différents composants du système.

Le coût total d'investissement annuel des systèmes de refroidissement ($C_{an,clim}$) s'exprime par la relation (4.7) suivante [98] :

$$C_{an,clim} = C_I + \sum_a C_a \quad (4.7)$$

4.2.2.2 Coût d'exploitation et d'entretien

Le coût annuel d'exploitation et d'entretien ($C_{an,maint}$) peut être calculé par la relation (4.8) :

$$C_{an,maint} = C_{maint} + C_{gaz} \quad (4.8)$$

- Le coût annuel d'exploitation et d'entretien (C_{maint}) peut-être calculer en multipliant le nombre d'heures de maintenance ($\eta_{heure,maint}$) de la première année de fonctionnement par le coût horaire d'exploitation et d'entretien du système (C_{MO}) [98] :

$$C_{maint} = \eta_{heure,maint} \times C_{MO} \quad (4.9)$$

- Le coût de consommation du fluide caloporteur est calculé comme suit [98]:

$$C_{gaz} = C_{unit, gaz} \times M_{gaz} \quad (4.10)$$

Où : $C_{unit, gaz}$ –coût d'un kilogramme du fluide caloporteur, M_{gaz} –la quantité du fluide caloporteur (kg) utilisé par an.

Dans ce cas, le coût de maintenance est estimé à 1 % du coût en capital, en plus le système est acheté avec le fluide caloporteur.

4.2.2.3 Coût annuel de l'électricité

Le coût annuel de la consommation d'électricité par le système est défini par la relation(4.11) [98], [99], [100] :

$$C_{élect} = C_{unit, élect} \times E_{élect} \quad (4.11)$$

Où : $C_{élect}$ – représente le coût annuel de la consommation d'électricité au cours de la première année ; $C_{unit, élect}$ – coût d'un kilowattheure, $E_{élect}$ –quantité d'electricité consommée par le système pendant une année (kWh).

4.2.2.4 Coût annuel des émissions de CO_2

La pollution avec les émissions du CO_2 est liée aux enjeux environnementaux et à la survie de l'humanité. Le coût annuel de pollution due aux émissions du gaz carbonique (C_{CO_2}),s'exprime comme suit [99],[100] :

$$C_{CO_2} = C_{unit,CO_2} \times CE_{CO_2} \quad (4.12)$$

Où : C_{CO_2} – représente le coût annuel lié aux émissions de CO_2 au cours de la première année ; C_{unit, CO_2} – coût unitaire des émissions de CO_2 , CE_{CO_2} – désigne les émissions annuelles de CO_2 .

4.2.2.5 Retour sur investissement

Le retour sur investissement est obtenu à partir du coût total (C_{annuel}), du coût de la climatisation et le prix d'achat des climatiseurs. Il est déterminé à partir de la relation (4.13) adaptée selon notre modèle.

$$ROI = \frac{\text{économies} - \text{investissement}}{\text{investissement}} \quad (4.13)$$

Si le $ROI < 0$, il s'agit des pertes dans la période de référence ;

Si le $ROI > 0$, la valeur obtenue représente la marge brute en (%).

4.3 Analyse économique des systèmes de refroidissement

Le bâtiment considéré dans cette étude est un modèle d'habitat type de la Guinée. Cet habitat de petite taille de dimension $4 \times 3 \times 3 m$, est modelisé dans le chapitre précédent. L'objectif principal de l'analyse économique est de déterminer le coût total en tenant compte de tous les éléments et dépenses pouvant être engagés lors de l'installation du système dans l'habitat et du fonctionnement de ce dispositif. Grâce à des économies d'énergies, à la réduction d'émissions de carbone et des coûts liés à l'investissement et à l'exploitation des systèmes passifs dans le secteur de l'habitat, l'utilisation des systèmes à compression de vapeur conventionnel doivent être minimiser au profit de ces systèmes. Afin de bien déterminer les coûts liés à l'investissement, nous allons poser quelques hypothèses simplificatrices à savoir :

- Les coûts et les gains sont réglés à la fin de chaque année d'utilisation ;
- Les systèmes de refroidissement ne sont pas assurés ;
- Le coût d'investissement pour les systèmes de refroidissement est obtenu par un emprunt ;
- La fiscalité est négligeable quand le revenu net ne dépasse pas 30 000 USD/an.

4.3.1 Actualisation du coût initial

L'évaluation du coût initial de cette étude est obtenue à partir de deux systèmes de climatisation : la boucle de climatisation thermosiphon et un climatiseur classique « monosplit » de modèle AARIA AMW 25 et de puissance 2,7 kW. Les paramètres économiques qui entrent dans la détermination des coûts totaux annuels liés à l'investissement de ces différents systèmes sont dans le tableau 4.1.

Paramètres	Unités	Valeurs
Différents taux utilisés		
Taux d'intérêt (r_i)	%	3,67
Taux d'inflation (i_f)	%	2,48
Taux d'actualisation (d)	%	4
Climatiseur classique		
Climatiseur mono split AARIA AMW 25/2,7 kW	USD	500
Installation du système	USD	50
Maintenance du système conventionnel	% de C_{an}	1,5
Temps de fonctionnement	Heures/jour	24
Réfrigérant R410A	USD/litre	4
GWP	kg(CO ₂)/kg	2100
Durée de vie	an	25
Boucle de climatisation		
Boucle de climatisation	USD	700
Installation de la boucle	USD	65
Maintenance de la boucle	% de C_{an}	1
Méthanol	USD/litre	7
Potentiel du réchauffement planétaire (GWP)	kg(CO ₂)/kg	Sans données
Temps de fonctionnement	Heures/jour	24
Durée de vie	an	30
Autres		
Coût de l'électricité	USD/kWh	0,08
Taxe carbone pour les émissions de CO ₂ (CE_{CO_2})	USD/tonne	18,3

Tableau 4.1 : Paramètres d'entrées économiques.

4.3.2 Détermination du coût total annuel de l'investissement

A présent nous allons calculer le coût total annuel de l'investissement pour se procurer un climatiseur monosplit et une boucle de climatisation dans le but de faire une comparaison entre les coûts de ces deux systèmes.

4.3.2.1 Système de climatisation classique « monosplit »

Paramètres		Coût (USD)
Climatiseur classique	Achat et installation ($C_{an,maint}$)	550
	Coût d'électricité ($C_{élect}$)	1892,16
	Maintenance (C_{maint})	46,42
Total		2 643,89

Tableau 4.2 : Coût annuel total d'investissement sur un climatiseur classique.

4.3.2.2 Système de climatisation par une boucle thermosiphon

Paramètres		Coût (USD)
La boucle thermosiphon	Achat et installation ($C_{an,maint}$)	765
	Coût d'électricité ($C_{élect}$)	0
	Maintenance (C_{maint})	29,65
Total		844,24

Tableau 4.3 : Coût annuel total d'investissement sur la boucle de climatisation.

Sur la base des hypothèses et les paramètres d'entrées économiques du tableau 4.1, les différents coûts totaux annuels d'investissement pour les systèmes de climatisation sont déterminés en tenant compte du tarif d'électricité de 0,08 USD/kWh et les résultats sont résumés dans les tableaux 4.2 et 4.3. Le coût d'investissement total annuel lié aux dépenses du climatiseur monosplit est de 2 643,89 USD. Par contre, le coût lié aux dépenses de la boucle de climatisation est de 844,24 USD. Par comparaison, le coût d'investissement d'un système de refroidissement classique est plus élevé du fait de la consommation excessif d'énergie électrique.

Pour ce présent cas, le monosplit est considéré comme une référence et il ne génère aucune économie, donc le ROI n'a pas de sens. Par contre pour la boucle à thermosiphon, l'utilisateur du système économise en une année 1892,16 dollars et 16,77 de maintenance annuelle, donc

pour un investissement de 765 dollars le ROI est égal à +1,5 ; qui est une excellente affaire (150 % de marge brute).

Par ailleurs, il est intéressant de donner le temps de retour sur l'investissement (T_{ROI}) en utilisant la relation (4.13) tout simplement en sachant que sur 1 an on économise 1908,93 dollars et, pour celui qui veut acheter un climatiseur classique, le surcroît est de : $765-550=215$ dollars. Par conséquent, le T_{ROI} est : $215/1908,93=0,11$ ans, 1,35 mois si l'on considère que le climatiseur classique fonctionne en continu pendant une année. Si l'on prend en compte le coût total du système, pour quelqu'un qui opte pour cette solution dès le début, on obtient $765/1908,93=0,40$ ans ce qui veut dire que la boucle thermosiphon est amortie complètement en 4,7 mois grâce aux économies électriques. Enfin, à 0,29 kg CO₂ kWh électrique consommé, une seule boucle thermosiphon économise 6,85 tonnes de CO₂ par an, ce qui pourrait se monnayer dans le marché du carbone.

4.4 Conclusion

Dans ce chapitre, les coûts d'investissement totaux annuels pour un monosplit et pour une boucle de climatisation passive pour les besoins de refroidissement ont été déterminés. Le calcul est effectué avec la même durée de vie et un temps de fonctionnement des climatiseurs égal à 24 heures. D'après les calculs, il se trouve que le coût d'investissement d'un système classique est plus élevé en raison de la consommation excessive d'énergie par ce système de refroidissement. En considérant un surcroît 215 dollars, la boucle thermosiphon est amortie en 1,35 mois. Par contre, la boucle est amortie en 4,7 mois grâce aux économies électrique, pour quelqu'un qui considère le coût total du système. Ce qui est plus important, un seul système est capable d'économiser 6,85 tonnes de CO₂ en une année. Du point de vue économique, un habitat équipé d'un système passif de climatisation est beaucoup plus avantageux.

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale et perspectives

La plupart des régions de la Guinée, comme celle de Mamou ont un taux d'urbanisation qui augmente tous les jours. Le plus souvent, il n'y a pas de réglementation thermique et énergétique dans ce secteur du bâtiment. Dans ce pays, la demande en électricité n'est pas encore satisfaite. En plus de ces contraintes, les bâtiments sont très mal orientés et sont soumis à des effets climatiques (ensoleillement, vent etc.) qui peuvent être sévères et difficiles à maîtriser. Ce qui rend l'environnement interne des locaux très chauds et qui nécessite l'intégration d'un système de refroidissement pour maintenir cette température à un niveau de confort acceptable sans pour autant consommer beaucoup d'énergie. Après une étude bibliographique sur les techniques de refroidissement passif, on a constaté qu'une boucle thermosiphon diphasique est mieux adaptée aux applications de climatisation pour dissiper de grandes puissances thermiques à un faible coût, moins d'entretien, sans bruit et avec une économie d'énergie. Les boucles thermosiphons sont largement appliquées dans le refroidissement des composants électroniques. C'est pour cette raison, que nous avons procédé dans cette thèse à une étude numérique de la climatisation passive d'un local par une boucle thermosiphon diphasique. Pour cela, nous avons divisé ce travail en quatre chapitres.

Nous avons mené dans le premier chapitre une étude bibliographique des systèmes passifs pour le refroidissement de l'habitat qui a permis de mieux comprendre le fonctionnement, les avantages et les inconvénients de ces systèmes. Ensuite, une modélisation numérique des transferts de chaleur de la boucle thermosiphon diphasique et de l'habitat type Guinéen, composé d'un seul local et construit avec des briques en terre cuite a été présentée. L'établissement des équations régissant le modèle est basé sur l'analogie qui existe entre les transferts thermiques et électriques. Ces équations sont discrétisées et résolues par une méthode implicite aux différences finies à l'aide de l'algorithme de Gauss pour le local et de Thomas pour la boucle de climatisation. Nous avons également modélisé (annexe A) l'estimation du rayonnement solaire auquel l'habitat est soumis. Le profil de la densité de flux solaire arrivant sur chaque paroi de l'habitat est obtenu avec un programme de simulation, qui considère le jour, la longitude, la latitude, l'orientation des parois de l'habitat comme paramètres d'entrées. Le programme informatique élaboré sous le langage FORTRAN, intégrant la densité de flux solaire pour la ville de Mamou, a permis de simuler le comportement thermique de l'habitat pour estimer les profils de températures des parois et de l'air intérieur de l'habitat. Le modèle numérique a été validé qualitativement en effectuant une comparaison entre nos résultats issus de la modélisation et ceux obtenus par d'autres

chercheurs. Les résultats issus de cette modélisation numérique, sont présentés et interprétés. Ils concernent un habitat équipé de la boucle thermosiphon diphasique et un habitat sans la boucle de climatisation. Ces résultats ont montré que la boucle thermosiphon pour la climatisation offre des meilleures performances thermiques. Ainsi, nous avons varié plusieurs paramètres tels que l'épaisseur du mur, le taux de renouvellement d'air, le flux solaire, la surface de l'évaporateur, etc. pour analyser leur influence sur le profil des températures des différentes parois et par conséquent ceux de l'air intérieur de l'habitat avec et sans la boucle. En effet, une augmentation de l'épaisseur du mur peut améliorer positivement l'environnement thermique interne de l'habitat. Par contre, le renouvellement d'air a un impact négatif dans l'habitat quand le climatiseur est en marche. La climatisation de l'habitat avec les boucles thermosiphons diphasiques semble être intéressante et une alternative pour les pays à climat chaud comme la Guinée.

L'étude économique a permis d'avoir une idée sur le coût d'investissement de la boucle thermosiphon et d'un climatiseur classique (mono split). Les résultats ont montré que le coût d'investissement de la boucle semble être plus faible avec 844,24 USD contre 2 643,89 USD pour le climatiseur classique. Grâce aux économies électriques, la boucle thermosiphon est amortie en 4,7 mois et est capable d'économiser 6,85 tonnes de CO₂ pour un investisseur qui considère le coût total du système. Des futurs travaux postdoctoraux pourraient être envisagés en vue de faire les essais expérimentaux sur la boucle thermosiphon diphasique en intégrant le type d'habitat dans la ville de Mamou. Les travaux de cette thèse, démontrent la faisabilité de la boucle thermosiphon dans le confort thermique de l'habitat dans les zones dépourvues de source d'énergie conventionnelle.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Santamouris, M., Sfakianaki, A., & Pavlou, K. (2010). On the efficiency of night ventilation techniques applied to residential buildings. *Energy and Buildings*, 42(8), 1309-1313.
- [2] <https://www.un.org/sustainabledevelopment/fr/climate-change-2/>
- [3] Ibrahim, E., Shao, L., & Riffat, S. B. (2003). Performance of porous ceramic evaporators for building cooling application. *Energy and Buildings*, 35(9), 941-949.
- [4] Bhamare, D. K., Rathod, M. K., & Banerjee, J. (2019). Passive cooling techniques for building and their applicability in different climatic zones—The state of art. *Energy and Buildings*, 198, 467-490.
- [5] MEH & PNUD. (2014). Evaluation et Analyse des Gaps par rapport aux objectifs de SE4ALL, Rapport final 1. www.se4all-africa.org/fileadmin/uploads/se4all/Documents/Country_RAGAs/Guinea_RAGA_FR_Released.pdf
- [6] Franco, A., & Filippeschi, S. (2013). Experimental analysis of closed loop two phase thermosiphon (CLTPT) for energy systems. *Experimental thermal and fluid science*, 51, 302-311.
- [7] LE MASSON, S., MECHERI, B., LOUAHLIA-GUALOUS, H., & NORTERSHAUSER, D. Boucle diphasique à minicanaux pour le refroidissement de cartes de télécommunication.
- [8] Mecheri, B. (2011). *Refroidissement d'une armoire de Télécommunication avec Bouche Diphasique Thermosiphon* (Thèse de doctorat, Belfort-Montbéliard).
- [9] <https://www.un.org/sustainabledevelopment/fr/energy/>
- [10] Thiam, M. Lettre de Politique de Développement du Secteur de l'Energie (LPDSE), Déclaration de Politique Générale (DPG). www.invest.gov.gn/document/lettre-de-politique-de-developpement-du-secteur-de-l-energie.
- [11] <https://ourworldindata.org/co2/country/guinea>
- [12] Bah, M. (sd). Rapport sur la mise en œuvre du programme sur la biodiversité marine et côtière, <https://www.cbd.int/doc/world/gn/gn-nr-vmc-fr.pdf>.
- [13] <https://www.donneesmondiales.com/afrique/guinee/climat.php>
- [14] <https://www.villedemamou.com/geographie/>
- [15] <https://www.donneesmondiales.com/afrique/guinee/climat-mamou.php>
- [16] Kaddour, A., Bekkouche, S. & Benyoucef, B. « Influence de refroidissement des surfaces d'un habitat sur la température de l'air intérieur ».

- [17] Sellam, S.H., Moumami, A. & Hakim, A. (2017), « Rafraichissement de l'Air par Effet d'Evaporation d'Eau en utilisant la Fibre de Palmier Dattier, Application dans les Zones Arides et Semi-Arides », *Energy Engineering*.
- [18] Kant, K., & Mullick, S. C. (2003). Thermal comfort in a room with exposed roof using evaporative cooling in Delhi. *Building and environment*, 38(1), 185-193.
- [19] Santamouris, M., & Kolokotsa, D. (2013). Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: The state of the art. *Energy and Buildings*, 57, 74-94.
- [20] Kant, K., Kumar, A., & Mullick, S. C. (2001). Space conditioning using evaporative cooling for summers in Delhi. *Building and Environment*, 36(1), 15-25.
- [21] He, J., & Hoyano, A. (2010). Experimental study of cooling effects of a passive evaporative cooling wall constructed of porous ceramics with high water soaking-up ability. *Building and environment*, 45(2), 461-472.
- [22] Zhan, C., Duan, Z., Zhao, X., Smith, S., Jin, H., & Riffat, S. (2011). Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling—paving the path toward sustainable cooling of buildings. *Energy*, 36(12), 6790-6805.
- [23] Krüger, E., Cruz, E. G., & Givoni, B. (2010). Effectiveness of indirect evaporative cooling and thermal mass in a hot arid climate. *Building and environment*, 45(6), 1422-1433.
- [24] Madjoudj, N., & Imessad, K. (2016). Matériau à changement de phase au service de la bioclimatique. *Journal of Renewable Energies*, 19(4), 647-662.
- [25] Oró, E., De Gracia, A., Castell, A., Farid, M. M., & Cabeza, L. F. (2012). Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications. *Applied Energy*, 99, 513-533.
- [26] Garg, H., Pandey, B., Saha, S. K., Singh, S., & Banerjee, R. (2018). Design and analysis of PCM based radiant heat exchanger for thermal management of buildings. *Energy and Buildings*, 169, 84-96.
- [27] Arfi, O., & Mezaache, E. (2014). Etude numérique du problème de transfert thermique instationnaire dans un mur d'habitat bicouches contenant un matériau à changement de phase. In *The 3rd International Seminar on New and Renewable Energies*.
- [28] Arkar, C., & Medved, S. (2007). Free cooling of a building using PCM heat storage integrated into the ventilation system. *Solar energy*, 81(9), 1078-1087.
- [29] Louahlia, H., Sbaity, A. A., Nadjahi, C., & Le, S. Refroidissement passif d'un centre de données par une boucle diphasique et matériaux à changement de phase.

- [30] Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., & Tozer, R. (2007). The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*, 27(17-18), 2893-2901.
- [31] Fang, G., Wu, S., & Liu, X. (2010). Experimental study on cool storage air-conditioning system with spherical capsules packed bed. *Energy and Buildings*, 42(7), 1056-1062.
- [32] Zhang, H., Shao, S., Tian, C., & Zhang, K. (2018). A review on thermosyphon and its integrated system with vapor compression for free cooling of data centers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 789-798.
- [33] Zhang, P., Shi, W., Li, X., Wang, B., & Zhang, G. (2018). A performance evaluation index for two-phase thermosyphon loop used in HVAC systems. *Applied Thermal Engineering*, 131, 825-836.
- [34] Zhang, P., Wang, B., Shi, W., Han, L., & Li, X. (2015). Modeling and performance analysis of a two-phase thermosyphon loop with partially/fully liquid-filled downcomer. *International journal of refrigeration*, 58, 172-185.
- [35] Cao, J., Zheng, Z., Asim, M., Hu, M., Wang, Q., Su, Y., & Leung, M. K. (2020). A review on independent and integrated/coupled two-phase loop thermosyphons. *Applied Energy*, 280, 115-885.
- [36] Khodabandeh, R., & Furberg, R. (2010). Heat transfer, flow regime and instability of a nano-and micro-porous structure evaporator in a two-phase thermosyphon loop. *International journal of thermal sciences*, 49(7), 1183-1192.
- [37] Tong, Z., Liu, X. H., Li, Z., & Jiang, Y. (2016). Experimental study on the effect of fill ratio on an R744 two-phase thermosyphon loop. *Applied Thermal Engineering*, 99, 302-312.
- [38] Tong, Z., Ding, T., Li, Z., & Liu, X. H. (2015). An experimental investigation of an R744 two-phase thermosyphon loop used to cool a data center. *Applied Thermal Engineering*, 90, 362-365.
- [39] Cao, H., Ding, T., He, Z., & Li, Z. (2018). Research on the refrigerant column height in the downcomer of a two-phase loop thermosyphon. *International Journal of Refrigeration*, 94, 40-48.
- [40] Chehade, A., Louahlia-Gualous, H., Le Masson, S., & Lépinasse, E. (2015). Experimental investigations and modeling of a loop thermosyphon for cooling with zero electrical consumption. *Applied Thermal Engineering*, 87, 559-573.
- [41] Tong, Z., Liu, X. H., & Jiang, Y. (2017). Experimental study of the self-regulating performance of an R744 two-phase thermosyphon loop. *Applied energy*, 186, 1-12.

- [42] Aflaki, A., Mahyuddin, N., Mahmoud, Z. A. C., & Baharum, M. R. (2015). A review on natural ventilation applications through building façade components and ventilation openings in tropical climates. *Energy and buildings*, 101, 153-162.
- [43] Haase, M., & Amato, A. (2009). An investigation of the potential for natural ventilation and building orientation to achieve thermal comfort in warm and humid climates. *Solar energy*, 83(3), 389-399.
- [44] Artmann, N., Manz, H., & Heiselberg, P. (2007). Climatic potential for passive cooling of buildings by night-time ventilation in Europe. *Applied energy*, 84(2), 187-201.
- [45] Liu, P. C., Lin, H. T., & Chou, J. H. (2009). Evaluation of buoyancy-driven ventilation in atrium buildings using computational fluid dynamics and reduced-scale air model. *Building and Environment*, 44(9), 1970-1979.
- [46] Al-Obaidi, K. M., Ismail, M., & Rahman, A. M. A. (2014). Passive cooling techniques through reflective and radiative roofs in tropical houses in Southeast Asia: A literature review. *Frontiers of Architectural Research*, 3(3), 283-297.
- [47] Panchabikesan, K., Vellaisamy, K., & Ramalingam, V. (2017). Passive cooling potential in buildings under various climatic conditions in India. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78, 1236-1252.
- [48] Hanif, M., Mahlia, T. M. I., Zare, A., Saksahdan, T. J., & Metselaar, H. S. C. (2014). Potential energy savings by radiative cooling system for a building in tropical climate. *Renewable and sustainable energy reviews*, 32, 642-650.
- [49] Meir, M. G., Rekstad, J. B., & Løvvik, O. M. (2002). A study of a polymer-based radiative cooling system. *Solar energy*, 73(6), 403-417.
- [50] Lu, X., Xu, P., Wang, H., Yang, T., & Hou, J. (2016). Cooling potential and applications prospects of passive radiative cooling in buildings: The current state-of-the-art. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 65, 1079-1097.
- [51] Hollick, J. (2012). Nocturnal radiation cooling tests. *Energy Procedia*, 30, 930-936.
- [52] Bagiorgas, H. S., & Mihalakakou, G. J. R. E. (2008). Experimental and theoretical investigation of a nocturnal radiator for space cooling. *Renewable Energy*, 33(6), 1220-1227.
- [53] Khedari, J., Waewsak, J., Thepa, S., & Hirunlabh, J. (2000). Field investigation of night radiation cooling under tropical climate. *Renewable Energy*, 20(2), 183-193.
- [54] Khan, Y., Khare, V. R., Mathur, J., & Bhandari, M. (2015). Performance evaluation of radiant cooling system integrated with air system under different operational strategies. *Energy and Buildings*, 97, 118-128.
- [55] Stetiu, C. (1999). Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in US commercial buildings. *Energy and buildings*, 30(2), 127-138.

- [56] Zhao, K., Liu, X. H., & Jiang, Y. (2016). Application of radiant floor cooling in large space buildings—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 55, 1083-1096.
- [57] Florides, G., & Kalogirou, S. (2007). Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications. *Renewable energy*, 32(15), 2461-2478.
- [58] Eicker, U., & Vorschulze, C. (2009). Potential of geothermal heat exchangers for office building climatisation. *Renewable Energy*, 34(4), 1126-1133.
- [59] Ginestet, S., Lopez, J., & Decker, S. (2013). Energy performance of earth-air heat exchanger: Impact of various input parameters on simulation results. In *13th Conference of International Building Performance Simulation Association*.
- [60] Kaboré, B. (2017). Climatisation d'une habitation en zone sahelienne a l'aide du principe du puits canadien, Thèse de doctorat, Burkina Fasso (Ouagadougou).
- [61] Chen, J., Xia, L., Li, B., & Mmerek, D. (2015). Simulation and experimental analysis of optimal buried depth of the vertical U-tube ground heat exchanger for a ground-coupled heat pump system. *Renewable energy*, 73, 46-54.
- [62] Naicker, S. S., & Rees, S. J. (2018). Performance analysis of a large geothermal heating and cooling system. *Renewable Energy*, 122, 429-442.
- [63] Soltani, M., Kashkooli, F. M., Dehghani-Sanij, A. R., Kazemi, A. R., Bordbar, N., Farshchi, M. J., & Dusseault, M. B. (2019). A comprehensive study of geothermal heating and cooling systems. *Sustainable Cities and Society*, 44, 793-818.
- [64] Ramírez-Dávila, L., Xamán, J., Arce, J., Álvarez, G., & Hernández-Pérez, I. (2014). Numerical study of earth-to-air heat exchanger for three different climates. *Energy and buildings*, 76, 238-248.
- [65] De Paepe, M., & Janssens, A. (2003). Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers. *Energy and buildings*, 35(4), 389-397.
- [66] Thiers, S., & Peuportier, B. (2008). Thermal and environmental assessment of a passive building equipped with an earth-to-air heat exchanger in France. *Solar Energy*, 82(9), 820-831.
- [67] Ghosal, M. K., & Tiwari, G. N. (2006). Modeling and parametric studies for thermal performance of an earth to air heat exchanger integrated with a greenhouse. *Energy conversion and management*, 47(13-14), 1779-1798.
- [68] Maerefat, M., & Haghghi, A. P. (2010). Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney. *Renewable Energy*, 35(10), 2316-2324.
- [69] Gan, G. (2014). Dynamic interactions between the ground heat exchanger and environments in earth-air tunnel ventilation of buildings. *Energy and buildings*, 85, 12-22.

- [70] Camara, Y., Chesneau, X., & Kante, C. (2018). Etude numérique du confort thermique dans un habitat bioclimatique en brique de terre stabilisée pour un climat type de la Guinée. *Afrique Science*, 14(2), 238-254.
- [71] Haj Mohamad, R. (2002). *Etude de la convection naturelle dans une enceinte dont l'une des parois verticales est constituée d'un matériau poreux saturé d'eau* (Doctoral dissertation, Perpignan).
- [72] Szczotok, A. M., Kjøniksen, A. L., Rodriguez, J. F., & Carmona, M. (2019). The accurate diffusive model for predicting the vapor pressure of phase change materials by thermogravimetric analysis. *Thermochimica Acta*, 676, 64-70.
- [73] Forestier, S. (2011). *Etude de l'évaporation d'un liquide répandu au sol suite à la rupture d'un stockage industriel* (Doctoral dissertation, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Saint-Etienne).
- [74] Arab, S. (2014). *Développement d'un procédé de synthèse de méthanol à partir de CO₂ et H₂* (Doctoral dissertation, Université de Lorraine).
- [75] Oudrane, A. (2018). *Contribution à la modélisation et au développement des systèmes de chauffage solaire à usage individuel* (Doctoral dissertation, Ecole Nationale Polytechnique d'Oran Maurice Audin).
- [76] Compaore, A. (2018). *Etude des performances thermiques d'un habitat type du Burkina Faso. Application: Contribution à la mise en place d'une réglementation thermique* (Doctoral dissertation, Thèse de doctorat de l'Université Ouaga I Pr Joseph KI ZERBO).
- [77] Camara, Y. (2018). *Etude numérique des performances thermiques d'un habitat bioclimatique* (Doctoral dissertation, Perpignan).
- [78] Salem, M. A. M. (2010). Experimental study for transient response of a double-tube thermosiphon (DTTH).
- [79] Xie, C. Y., Tao, H. Z., Li, W., & Cheng, J. J. (2019). Numerical simulation and experimental investigation of heat pipe heat exchanger applied in residual heat removal system. *Annals of Nuclear Energy*, 133, 568-579.
- [80] Naresh, Y., & Balaji, C. (2018). Thermal performance of an internally finned two phase closed thermosiphon with refrigerant R134a: A combined experimental and numerical study. *International Journal of Thermal Sciences*, 126, 281-293.
- [81] Oudrane, A., Aour, B., Zeghmami, B., Chesneau, X., & Hamouda, M. (2017). 'Analyse numérique du transfert de chaleur unidimensionnel pour la maison du désert. *Recueil de mécanique* , 2 (01), 089-102.

- [82] Zhu, L., Yang, Y., Chen, S., & Sun, Y. (2019). Thermal performances study on a façade-built-in two-phase thermosyphon loop for passive thermo-activated building system. *Energy Conversion and Management*, 199, 112059.
- [83] Oudrane, A., Aour, B., Zeghmami, B., Chesneau, X., & Messaoud, H. (2017) . Étude fondamentale du gisement solaire pour une maison désertique située à ADRAR, *Revue ElWahat pour les Recherches et les Etudes* ,10(2), 136-149.
- [84] Ghodbane, M., Boumeddane, B., Moumami, N., Largot, S., & Berkane, H. (2016). Study and numerical simulation of solar system for air heating. *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, 8(1), 41-60.
- [85] Oudrane, A., Zeghmami, B., Chesneau, X., & Aour, B. (2017). Modeling the Radiate and Energy Balance of a Building Located in the Adrar Region. *Collection of Mechanics (El Wancharissi University Center of Tissemsilt)*, 1(2), 81-82.
- [86] Hamdani, M., Bekkouche, S. M. A., Benouaz, T., & Cherier, M. K. (2011). Etude et modelisation du potentiel solaire adequat pour l'estimation deseclairments incidents a Ghardaia. *Revue internationale d'héliotechnique*, (43), 8-13.
- [87] Oudrane, A., Aour, B., Zeghmami, B., Chesneau, X., & Hamouda, M. (2017). Etude et calcul de bilan de la densité du flux solaire pour un simple habitat dans la région d'Adrar. *Journal of Renewable Energies*, 20(1), 51-60.
- [88] Bouzid, Z., & Ghellai, N. (2014). Estimation du Rayonnement Solaire et Optimisation du Dimensionnement d'une Installation Photovoltaïque Autonome. Application au site d'Adrar (sud algérien), 3ème Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables.
- [89] Ricaud, A. (2011). Gisement solaire et transferts énergétiques. *Master Energies Renouvelables, Université de Cergy-Pontoise*.
- [90] Kerkouche, K., Cherfa, F., Arab, A. H., Bouchakour, S., Abdeladim, K., & Bergheul, K. (2013). Evaluation de l'irradiation solaire globale sur une surface inclinée selon différents modèles pour le site de Bouzaréah. *Journal of Renewable Energies*, 16(2), 269-284.
- [91] El Mghouchi, Y., El Bouardi, A., Choulli, Z., & Ajzoul, T. (2014). New model to estimate and evaluate the solar radiation. *International Journal of Sustainable Built Environment*, 3(2), 225-234.
- [92] Yaïche, M. R., & Bekkouche, S. M. A. (2010). Estimation du rayonnement solaire global en Algérie pour différents types de ciel. *Journal of Renewable Energies*, 13(4), 683-695.
- [93] Moumami, A., Hamani, N., Moumami, N., & Mokhtari, Z. (2006). Estimation du rayonnement solaire par deux approches semi empiriques dans le site de Biskra. 8ème Séminaire International sur la Physique Energétique, Centre Universitaire de Béchar–Algérie, *Une*, 3(4).

- [94] Perrot, O. (2011). Cours de rayonnement. *IUT de Saint-Omer Dunkerque*.
- [95] Aumporn, O. (2017). *Contribution à l'étude des performances d'un séchoir serre avec stockage de chaleur dans des matériaux à changement de phase* (Doctoral dissertation, Perpignan).
- [96] Montmarquette, C., & Scott, I. (2007). *Taux d'actualisation pour l'évaluation des investissements publics au Québec*. CIRANO.
- [97] général du Plan, C. (2005). Révision du taux d'actualisation des investissements publics. *Présidé par D. Lebegue, La Documentation Française*.
- [98] Smitabhindu, R., Janjai, S., & Chankong, V. (2008). Optimization of a solar-assisted drying system for drying bananas. *Renewable Energy*, 33(7), 1523-1531.
- [99] Ibrahim, N. I., Al-Sulaiman, F. A., Rehman, S., Saat, A., & Ani, F. N. (2021). Economic analysis of a novel solar-assisted air conditioning system with integral absorption energy storage. *Journal of Cleaner Production*, 291, 125918.
- [100] Liu, L., Li, Z., Jing, Y., & Lv, S. (2018). Energetic, economic and environmental study of cooling capacity for absorption subsystem in solar absorption-subcooled compression hybrid cooling system based on data of entire working period. *Energy Conversion and Management*, 167, 165-175.

Annexes

Annexe A : Modélisation des flux solaires arrivant sur les surfaces extérieures du bâtiment

L'utilisation de l'énergie solaire dans les pays ensoleillés comme la Guinée, est un outil efficace pour compenser le manque d'énergie. L'importance d'une telle énergie n'est pas liée uniquement à ses bénéfices économiques mais également environnementaux, car la pollution est devenue un problème mondial majeur auquel il faut trouver des solutions [83,84].

La connaissance du potentiel énergétique solaire en un site donné est un paramètre important pour les concepteurs des systèmes à énergie solaire. L'évaluation à long terme des performances des systèmes de conversion de l'énergie solaire s'établit à l'aide de programmes de simulation numérique [85].

Le dimensionnement et la gestion optimale des systèmes énergétiques passent impérativement par la connaissance des conditions météorologiques pour lesquelles des études poussées sont effectuées dans plusieurs régions du monde pour évaluer et modéliser le potentiel solaire [86].

La première étape consiste à déterminer les différents paramètres astronomiques, et plus précisément la position exacte du soleil quel que soit le moment de l'année. Avant toute chose, il est nécessaire de définir les deux concepts indispensables afin de situer un lieu dans le monde : la latitude et la longitude.

Il nous a paru utile dans un deuxième temps d'étudier la modélisation théorique du flux solaire qui a permis d'effectuer une étude comparative entre les différentes journées dans la saison. La détermination du flux solaire incident sur les parois pour différentes orientations d'un habitat destiné à la climatisation dans la région de Mamou a été étudiée en analysant l'effet des conditions climatiques de la région sur l'évolution du flux solaire. Des résultats seront présentés en vue d'un bon dimensionnement et une orientation optimum d'un bâtiment [86,87].

Dans ce chapitre, on présente quelques notions fondamentales d'astronomie qui donne des informations sur le rayonnement reçu par le sol (diffus, direct et global). Les données nécessaires à l'établissement du bilan énergétique solaire (les calculs du flux direct et diffus et le calcul du flux global) d'un lieu déterminé sont obtenues par des méthodes numériques. Finalement, on va estimer le flux solaire sur une paroi horizontale, verticale et inclinée par modélisation selon des modèles approchés de Liu et Jordan pour le site de Mamou. Or ce

modèle comporte des erreurs non négligeables pour certaines expositions et pour certaines couvertures nuageuses.

A.1 Evolution journalière du rayonnement solaire global et de la température ambiante

L'évolution journalière du rayonnement solaire globale et de la température de l'air ambiant sont approchées par deux fonctions sinusoïdales, à savoir :

$$q(h) = I_{max} \sin \left[\frac{\pi}{\Lambda} (h - h_S) \right] \quad (A.1)$$

$$T(h) = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} - \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \sin \left(\frac{2\pi h}{\Lambda} - \delta \right) \quad (A.2)$$

Où I_{max} : est l'intensité maximale du rayonnement solaire global, h_S : l'heure du lever du soleil et h : est le temps, en heure.

T_{max} et T_{min} : Sont, respectivement, les températures maximale et minimale enregistrées durant la journée.

Λ : est la durée de l'ensoleillement et δ : est le déphasage entre le minimum de la température ambiante et celui du rayonnement solaire global.

Dans cette étude, nous considérons une durée d'ensoleillement de 14 heures avec un déphasage d'une heure entre le rayonnement solaire global et la température de l'air ambiant.

A.2 Modélisation mathématique du gisement solaire

A.2.1 Modélisation des paramètres géométriques et atmosphériques

A.2.1.1 Angle horaire

L'angle horaire ω (encore noté AH) du soleil est déterminé par la rotation diurne de la terre autour de son axe. C'est la mesure de l'arc de trajectoire solaire compris entre le soleil et le plan méridien du lieu dans sa course de l'Est à l'Ouest [88,89].

$$\omega = 15. (TSV - 12) \quad (A.3)$$

Où, TSV est le temps solaire vrai, exprimé en heures.

A.2.1.2 Déclinaison solaire

La déclinaison du soleil δ est l'angle formé par la direction du soleil et le plan équatorial de la terre [89]. Elle varie au cours de l'année de $-23^{\circ}27'$ au solstice d'hiver à $+23^{\circ}27'$ au solstice d'été et elle est nulle aux équinoxes (figure C.1). La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation de Cooper [83,87].

$$\delta = 23,45^{\circ} \sin \left[\frac{360^{\circ}}{365} (284 + j) \right] \quad (A.4)$$

Où, j est le nombre de jours écoulés depuis le 1^{er} Janvier.

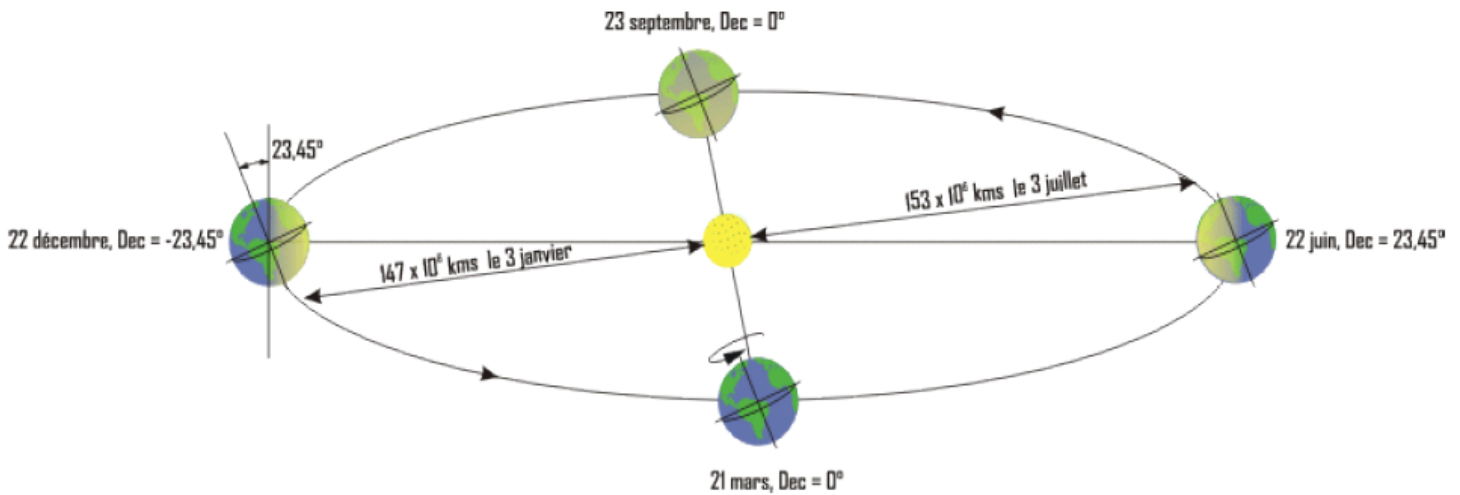


Figure A.1 : Mouvement de la terre autour du soleil durant une année.

A.2.1.3 Hauteur du soleil

C'est l'angle (h) que fait la direction du soleil avec sa projection sur un plan horizontal au lieu d'observation (figure A.2). Elle est donnée par l'expression suivante [83] :

$$\sin(h) = \sin(\varphi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \quad (A.5)$$

Où,

φ : Latitude du lieu en degré décimal,

δ : La déclinaison solaire en degré,

ω : L'angle horaire du soleil en degré.

De la hauteur h , on peut déduire l'expression permettant de calculer les heures de lever et de coucher du soleil. On trouve, en faisant $h = 0$, dans ce cas on obtient :

$$\cos(\omega_0) = -\text{tg}(\varphi) \cdot \text{tg}(\delta) \quad (A.6)$$

Comme la fonction cosinus est paire, les heures de lever et du coucher de soleil sont symétriques par rapport au midi vrai défini par $\omega_0 = 0$.

$$\begin{cases} H_{lever} = -Arc\ cos(-tg(\varphi) \cdot tg(\delta)) \\ H_{coucher} = Arc\ cos(-tg(\varphi) \cdot tg(\delta)) \end{cases} \quad (A.7)$$

A cause de l'équation du temps, les heures de lever et de coucher du soleil doivent être décalées d'une quantité de Et , telle que définie par les équations suivantes :

$$\begin{cases} H_{lever} = 12 - Arc\ cos(-tg(\varphi) \cdot tg(\delta)) \cdot \frac{12}{\pi} + \frac{Et}{60} \\ H_{coucher} = 12 + Arc\ cos(-tg(\varphi) \cdot tg(\delta)) \cdot \frac{12}{\pi} + \frac{Et}{60} \end{cases} \quad (A.8)$$

Et la durée astronomique du jour s'obtient facilement :

$$D_0 = \frac{2}{15} Arc\ cos(-tg(\varphi) \cdot tg(\delta)) \quad (A.9)$$

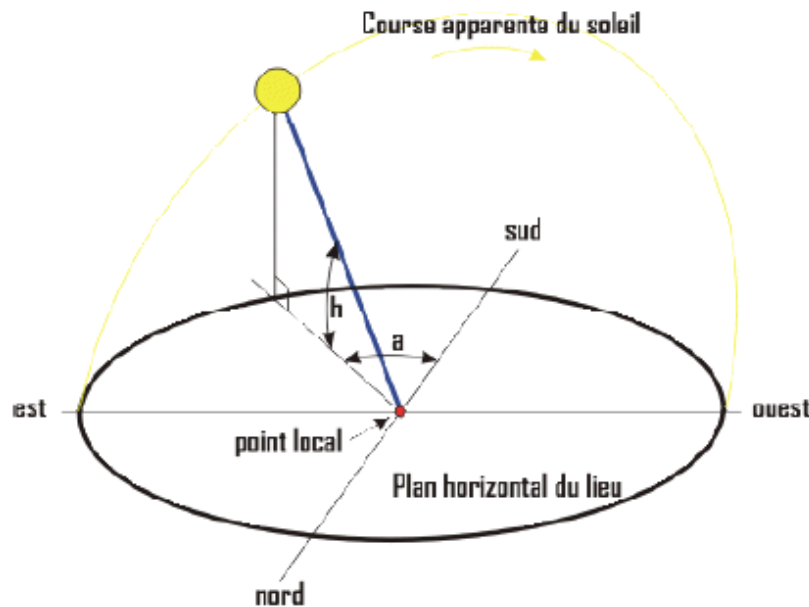


Figure A.2 : Repérage de la position du soleil.

A.2.1.4 Azimut du soleil

C'est l'angle (a) compris entre le méridien du lieu et le plan vertical passant par le soleil. La connaissance de l'azimut est indispensable pour le calcul de l'angle d'incidence des rayons sur une surface non horizontale. L'origine des azimuts correspond à la direction du Sud dans l'hémisphère Nord. L'angle d'azimut est compté positivement vers l'Ouest. L'azimut est relié à l'angle horaire, la hauteur et la déclinaison par la relation [85] :

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \cdot \sin(\omega)}{\cos(h)} \quad (A. 10)$$

A.2.1.5 Equation du temps

Pour calculer la hauteur du soleil et son azimut, l'équation du temps est nécessaire. Le midi solaire est le moment où le soleil est à sa hauteur maximale. A ce moment-là, il se positionne dans la direction Sud ou Nord, selon qu'on se trouve dans l'hémisphère Nord ou Sud. Le midi solaire diffère du midi local. Cette différence est appelée équation du temps, elle varie en fonction du jour et de la longitude (figure C.3) et est donnée par l'expression suivante [90] :

$$Et = 9.87 \times \sin\left(720\left(\frac{j-81}{365}\right)\right) - 7.53 \times \cos\left(360\left(\frac{j-81}{365}\right)\right) - 1.5 \times \sin\left(360\left(\frac{j-81}{365}\right)\right) \quad (A. 11)$$

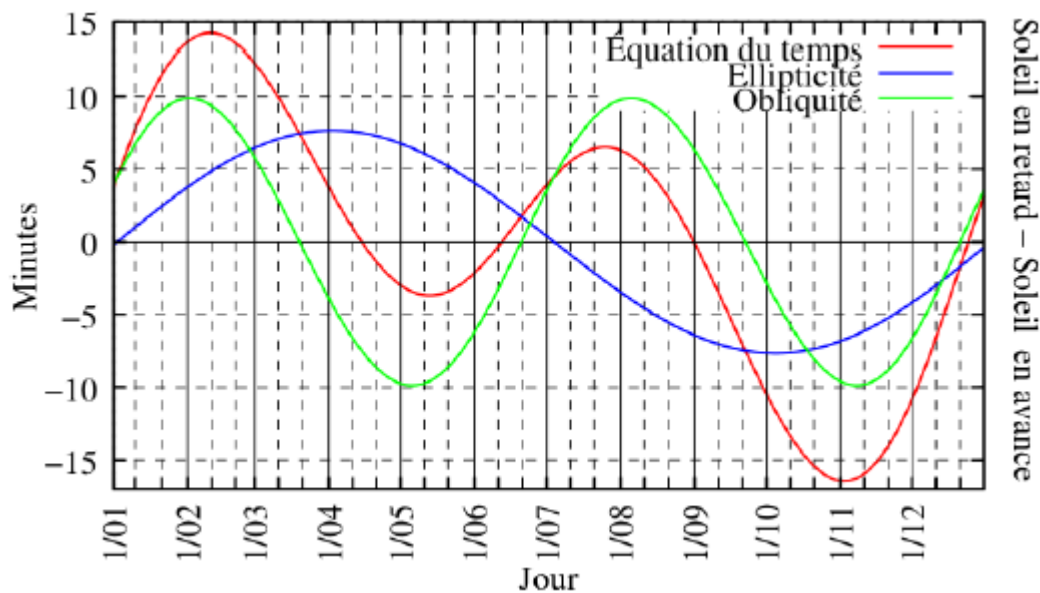


Figure A.3 : La correction par l'équation du temps pour un jour moyen.

A.2.1.6 Temps solaire vrai

C'est le temps solaire local corrigé de l'équation du temps, donnée astronomique universelle liée à l'excentricité de l'orbite de la terre autour du soleil [90] :

$$TSV = TLG - DEH + \frac{Et}{60} + \frac{\lambda}{15} \quad (A. 12)$$

Où :

TLG : Le décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich (égale à 0 pour la Guinée) ;

DEH : Le temps local en heures (donné par une montre) ;

λ : Longitude du lieu.

A.2.2 Modélisation du rayonnement solaire sur un plan quelconque par ciel clair

A.2.2.1 Angle d'incidence

Dans les applications solaires la question est donc de calculer l'angle (θ) entre un rayon arrivant directement du soleil et la normale à un plan quelconque (figure A.4). L'orientation du plan est définie par [87] :

- Son inclinaison (β) : c'est un angle que fait le plan avec l'horizontal.
- Son azimut (γ) : c'est un angle que fait la normale à la surface du plan considéré et le plan méridien.

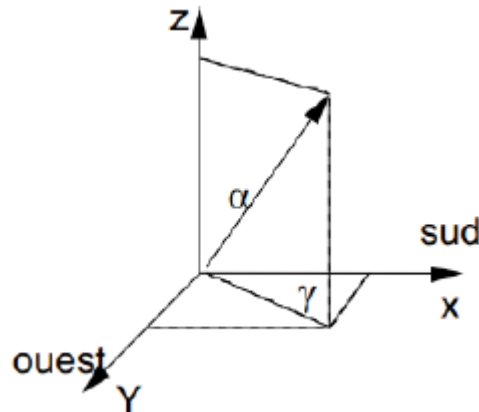


Figure A.4- Azimut (orientation) et inclinaison d'un plan quelconque.

L'angle d'incidence (θ) est l'angle entre la direction du soleil et la normale du plan. Cet angle est déterminé par la connaissance des cosinus directeurs du rayon incident et la normale. En coordonnées horaires [83] :

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \sin(\delta) \times \sin(\varphi) \times \cos(\beta) - \sin(\delta) \times \cos(\varphi) \times \sin(\beta) \times \cos(\gamma) + \cos(\delta) \\ & \times \cos(\varphi) \times \cos(\beta) \times \cos(\omega) + \cos(\delta) \times \sin(\varphi) \times \sin(\beta) \times \cos(\gamma) \\ & \times \cos(\omega) + \cos(\delta) \times \sin(\beta) \times \sin(\gamma) \times \sin(\omega) \end{aligned} \quad (A.13)$$

Ou bien :

$$\cos(\theta) = k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5$$

Or :

$$k_1 = \sin(\delta) \cdot \sin(\varphi) \cdot \cos(\beta)$$

$$k_2 = -\sin(\delta) \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma)$$

$$k_3 = \cos(\delta) \cdot \cos(\varphi) \cdot \cos(\beta) \cdot \cos(\omega)$$

$$k_4 = \cos(\delta) \cdot \sin(\varphi) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma) \cdot \cos(\omega)$$

$$k_5 = \cos(\delta) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma) \cdot \sin(\omega)$$

Ces coefficients sont déterminés pour chaque paroi verticale et sont rapportés dans le tableau A.2.

Paroi	Angle d'orientation	Valeur de k_i
SUD	0	$k_1 = 0 ; k_2 = -\sin(\delta) \cdot \cos(\varphi) ; k_3 = 0,$ $k_4 = \cos(\delta) \cdot \sin(\varphi) \cdot \cos(\omega) ; k_5 = 0$
EST	-90	$k_1 = 0 ; k_2 = 0 ; k_3 = 0, k_4 = -\cos(\delta) \cdot \sin(\omega) ; k_5 = 0$
OUEST	90	$k_1 = 0 ; k_2 = 0 ; k_3 = 0, k_4 = \cos(\delta) \cdot \sin(\omega) ; k_5 = 0$
NORD	180	$k_1 = 0 ; k_2 = \sin(\delta) \cdot \cos(\varphi) ; k_3 = 0,$ $k_4 = -\cos(\delta) \cdot \sin(\varphi) \cdot \cos(\omega) ; k_5 = 0$

Tableau A.2-Les cosinus des angles d'incidents des flux solaires sur les parois exposées de l'habitat.

3.2.2.2 Calcul du flux solaire pour un plan d'inclinaison quelconque

✚ Calcul par ciel clair sur un plan horizontal

Le flux global RGH reçu par un plan horizontal se compose en deux termes (figure A.5) :

- Le flux direct (I) ou $RDIRH$ (éclairage corrigé des phénomènes atmosphériques) ;
- Le flux diffus (D) ou $RDIFH$ en provenance de toute la voûte céleste.



Figure A.5 : Différents types de rayonnement solaire.

Nous aurons donc sur un plan horizontal :

$$G_h = I \times \sin(h) + D_h = I_h + D_h \quad (A.14)$$

✚ Calcul du flux solaire diffus pour un plan horizontal

Le flux diffus par une surface horizontale est donné par l'expression [91] :

$$D_h = RDIFH = 120 \times \Gamma \times \text{Exp} \left(\frac{-1}{0.4511 + \sin(h)} \right) \quad (A.15)$$

$$\Gamma = 0.796 - 0.01 \times \sin \left(\frac{360}{365} \times (J + 284) \right) \quad (A.16)$$

Où Γ : est la nébulosité.

✚ Calcul du flux solaire pour un plan incliné par le modèle de Liu et Jordan

Dans la pratique, il est plus convenable de déterminer le flux solaire global sur un plan incliné par le modèle de Liu et Jordan généralisé sous la forme suivante [92, 93] :

$$G_i = I_h \times R_b + D_h \times \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + \rho \times G_h \times \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \quad (A.17)$$

Où :

ρ : est le coefficient de réflexion du sol ou albédo qui varie selon la nature du sol, et dont la valeur moyenne est estimée à $\rho = 0,25$.

R_b : Le facteur géométrique $R_b \geq 0$. C'est le ratio entre l'angle d'incidence des flux solaires sur la paroi inclinée et le cosinus de l'angle zénithal $\cos(\theta_z)$ est :

$$R_b = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (A.18)$$

Et :

$$\cos(\theta_z) = \sin(\varphi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \quad (A.19)$$

Annexe B : Propriétés thermophysiques du méthanol

1. Masse volumique (kg/m^3) :

- État liquide [T(K)]

$$\rho_l = 1071,6 - 0,95809 T \quad (B.1)$$

- État gazeux [T(K)]

$$\rho_g = \frac{3,85 \cdot 10^{-3} p}{T} \quad (B.2)$$

2. Capacité calorifique (J/kg K) :

- État liquide [T(K)]

$$Cp_l = 2194,4 + T[0,16154 + T(4,5899 \cdot 10^{-5} T + 1,0473 \cdot 10^{-2})] \quad (B.3)$$

- État gazeux [T(K)]

$$Cp_g = 509,44 + T(3,2735 - 9,6071 \cdot 10^{-4} T) \quad (B.4)$$

3. Conductivité thermique (W/m K) :

- État liquide [T(K)]

$$\lambda_l = 0,33172 + T(4,9246 \cdot 10^{-7} T - 5,9101 \cdot 10^{-4}) \quad (B.5)$$

- État gazeux [T(K)]

$$\lambda_g = 1,8037 \cdot 10^{-3} + T(7,4196 \cdot 10^{-6} - 1,1536 \cdot 10^{-7} T) \quad (B.6)$$

4. Viscosité dynamique (kg/m s) :

- État liquide [T(K)]

$$\mu_l = 10^A \quad (B.7)$$

$$\text{Avec } A = \frac{555,3}{T} - 5,131$$

- État gazeux [T(K)]

$$\mu_g = 3,2776 \cdot 10^{-5} T - 5,32 \cdot 10^{-6} \quad (B.8)$$

5. Enthalpie de vaporisation (J/kg) : [T(K)]

$$h_{fg} = 154,61 \cdot 10^3 (512,6 - T)^{0,38} \quad (B.9)$$

6. Pression de vapeur saturante (Pa) : [T(K)]

$$p_v = 133,32 \exp[18,5875 - 3626,55/(T - 34,29)] \quad (B.10)$$

Annexe C : Facteurs de formes géométriques

1. Deux plans ayant une arête commune et faisant un angle d'inclinaison θ

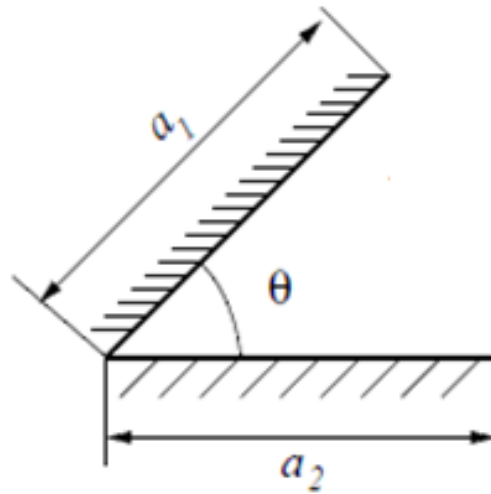


Figure C.1 : Facteur de forme entre deux plans ayant une arête commune et faisant un angle d'inclinaison θ [94].

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

Avec :

$$X = \frac{a_1}{a_2}$$

2. Deux plans identiques parallèles rectangulaires de même aire et opposés

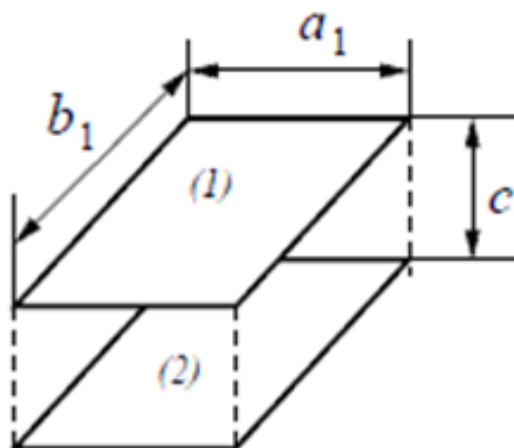


Figure C.2 : Facteur de forme de deux plans identiques parallèles rectangulaires de même aire et opposés [94].

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

Avec :

$$X = \frac{a_1}{c} ; Y = \frac{b_1}{c}$$

3. Deux plans rectangulaires perpendiculaires ayant un côté commun

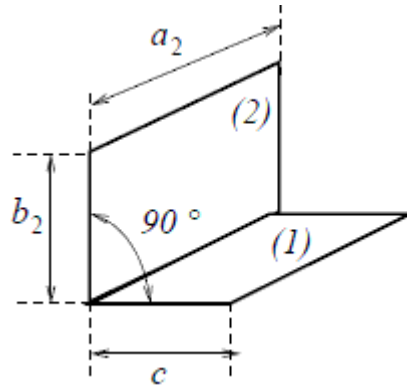


Figure C.3 : Facteur de forme de deux plans rectangulaires perpendiculaires ayant un côté commun [94].

$$F_{1-2} = \frac{1}{\pi Y} \left[Y \tan^{-1} \frac{1}{Y} + X \tan^{-1} \frac{1}{X} - \sqrt{X^2 + Y^2} \tan^{-1} \frac{1}{\sqrt{X^2 + Y^2}} \right. \\ \left. + \frac{1}{4} \ln \left\{ \left[\frac{(1+Y^2)(1+X^2)}{1+Y^2+X^2} \right] \left[\frac{Y^2(1+Y^2+X^2)}{(1+Y^2)(Y^2+X^2)} \right]^{Y^2} \left[\frac{X^2(1+X^2+Y^2)}{(1+X^2)(X^2+Y^2)} \right]^{X^2} \right\} \right] \quad (C.3)$$

Avec :

$$X = \frac{b_2}{a_2} ; Y = \frac{c}{a_2}$$

Connaissant le facteur de forme F_{1-2} et en appliquant la réciprocité, nous pouvons déterminer le facteur de forme F_{2-1} entre les surfaces S_1 et S_2 par la relation suivante :

$$S_1 F_{1-2} = S_2 F_{2-1} \quad (C.4)$$

L'ensemble des facteurs de formes sur une surface doit vérifier la relation suivante :

$$F_{i1} + F_{i2} + \dots + F_{in} = 1 \quad (C.5)$$

Annexe D : Coefficients des matrices

D. 1. Système de climatisation

➤ Au niveau de l'évaporateur

$$(E1) : \quad B_1 = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_c S + h_{cond} S ; \quad C_1 = -h_{cond} S = -\frac{\lambda}{e} S ; \quad D_1 = h_c S T_a + \frac{mc_p}{\Delta t} T_{e1}^t$$

$$(E2) : A_1 = -h_{cond} S ; \quad B_2 = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_{cond} S + h_c S ; \quad C_2 = -h_c S ; \quad D_2 = \frac{mc_p}{\Delta t} T_{e2}^t$$

$$(E3) : A_2 = -h_c S ; \quad B_3 = \frac{m_f c_{pf}}{\Delta t} + h_c S + h_{e2} S ; \quad C_3 = -h_c S ; \quad D_3 = \frac{m_f c_{pf}}{\Delta t} T_{fe1}^t - \dot{m} h_{fg}$$

$$(E4) : A_3 = -h_c S ; \quad B_4 = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_c S + h_{cond} S ; \quad C_4 = -h_{cond} S ; \quad D_4 = \frac{mc_p}{\Delta t} T_{e3}^t$$

$$(E5) : A_4 = -h_{cond} S \quad B_5 = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_{cond} S + h_c S ; \quad D_5 = h_c S T_a + \frac{mc_p}{\Delta t} T_{e4}^t$$

$$(E6) : B_6 = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_c S + h_{cond} S ; \quad C_6 = -h_{cond} S ; \quad D_6 = h_c S T_a + \frac{mc_p}{\Delta t} T_{e5}^t$$

$$(E7) : A_6 = -h_{cond} S ; \quad B_7 = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_{cond} S + h_c S ; \quad C_7 = -h_c S ; \quad D_7 = \frac{mc_p}{\Delta t} T_{e6}^t$$

$$(E8) : A_7 = -h_c S ; \quad B_8 = \frac{m_f c_{pf}}{\Delta t} + h_c S + h_c S \quad ; \quad C_8 = -h_c S ; \quad D_8 = \frac{m_f c_{pf}}{\Delta t} T_{fe2}^t -$$

$$\dot{m} h_{fg}$$

$$(E9) : A_8 = -h_c S ; \quad B_9 = \frac{m c_p}{\Delta t} + h_c S + h_{cond} S \quad ; \quad C_9 = -h_{cond} S ; \quad D_9 =$$

$$\frac{m c_p}{\Delta t} T_{e7}^t$$

$$(E10) : A_9 = -h_{cond} S \quad ; \quad B_{10} = \frac{m c_p}{\Delta t} + h_{cond} S + h_c S \quad \quad D_{10} = h_c S T_a +$$

$$\frac{m c_p}{\Delta t} T_{e8}^t$$

Le système d'équations ainsi obtenu peut être présenté sous forme d'une équation matricielle de coefficient [A], de variable [T] et de second membre [D]. Tel que :

$$\begin{bmatrix} B_1 & C_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_2 & B_2 & C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_3 & B_3 & C_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_4 & B_4 & C_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_5 & B_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_6 & C_6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_7 & B_7 & C_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_8 & B_8 & C_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_9 & B_9 & C_9 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{10} & B_{10} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{e1}^{t+\Delta t} \\ T_{e2}^{t+\Delta t} \\ T_{fe1}^{t+\Delta t} \\ T_{e3}^{t+\Delta t} \\ T_{e4}^{t+\Delta t} \\ T_{e5}^{t+\Delta t} \\ T_{e6}^{t+\Delta t} \\ T_{fe2}^{t+\Delta t} \\ T_{e7}^{t+\Delta t} \\ T_{e8}^{t+\Delta t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \\ D_5 \\ D_6 \\ D_7 \\ D_8 \\ D_9 \\ D_{10} \end{bmatrix}$$

➤ **Au niveau du riser**

$$(E1) : B_1 = \frac{m c_p}{\Delta t} + h_c S + S \frac{\lambda}{e_p} \quad ; \quad C_1 = -S \frac{\lambda}{e_p} \quad ; \quad D_1 = \frac{m c_p}{\Delta t} T_{er}^t +$$

$$h_c S T_a$$

$$(E2) : A_2 = -S \frac{\lambda}{e_p} \quad ; \quad B_2 = \frac{m c_p}{\Delta t} + h_c S + S \frac{\lambda}{e_p} \quad ; \quad D_2 = \frac{m c_p}{\Delta t} T_{ir}^t + h_c S T_v^{t+\Delta t}$$

$$(E3) : A_3 = -h_c S \quad ; \quad B_3 = 1 \quad ; \quad D_3 = -\left(\frac{m_v c_{pv}}{\Delta t} + h_{cv} S\right) T_v^{t+\Delta t} + \frac{m_v c_{pv}}{\Delta t} T_v^t$$

D'où la matrice :

$$\begin{bmatrix} B_1 & C_1 & 0 \\ A_2 & B_2 & 0 \\ 0 & A_3 & B_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{er}^{t+\Delta t} \\ T_{ir}^{t+\Delta t} \\ Pu \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix}$$

➤ **Au niveau du condenseur**

$$(E1) : B_1 = \frac{m c_p}{\Delta t} + h_c S + h_{cond} S + h_{r,sol} S + h_{r,ciel} S \quad ; \quad C_1 = -h_{cond} S \quad ;$$

$$D_1 = \frac{m c_p}{\Delta t} T_{C1}^t + h_c S T_a + h_{r,sol} S T_{sol} + h_{r,ciel} S T_{ciel} + \alpha G_n S$$

$$(E2) : A_2 = -h_{cond} S \quad ; \quad B_2 = \frac{m c_p}{\Delta t} + h_{cond} S + h_c S \quad ; \quad C_2 = -h_c S \quad ; \quad D_2 = \frac{m c_p}{\Delta t} T_{C2}^t$$

$$(E3) : A_3 = -h_c S \quad ; \quad B_3 = \frac{m_f c_{pf}}{\Delta t} + h_c S + h_c S \quad ; \quad C_3 = -h_c S \quad ; \quad D_3 = \frac{m_f c_{pf}}{\Delta t} T_{fC1}^t + \dot{m} h_{fg}$$

$$(E4) : A_4 = -h_c S \quad ; \quad B_4 = \frac{m c_p}{\Delta t} + h_c S + h_{cond} S \quad ; \quad C_4 = -h_{cond} S \quad ; \quad D_4 = \frac{m c_p}{\Delta t} T_{C3}^t$$

$$(E5) : A_5 = -h_{cond} S \quad ; \quad B_5 = \frac{m c_p}{\Delta t} + h_{cond} S + h_c S + h_{r,sol} S + h_{r,ciel} S \quad ;$$

$$D_5 = \frac{m c_p}{\Delta t} T_{C4}^t + h_c S T_a + h_{r,sol} S T_{sol} + h_{r,ciel} S T_{ciel} + \alpha G_n S$$

(E6) :

$$B_6 = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_c S + h_{cond} S + h_{r,sol} S + h_{r,ciel} S \quad ; \quad C_6 = -h_{cond} S \quad ;$$

$$D_6 = \frac{mc_p}{\Delta t} T_{C5}^t + h_c S T_a + h_{r,sol} S T_{sol} + h_{r,ciel} S T_{ciel} + \alpha G_n S$$

$$(E7) : A_7 = -h_{cond} S \quad ; \quad B_7 = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_{cond} S + h_c S \quad ; \quad C_7 = -h_c S \quad ; \quad D_7 = \frac{mc_p}{\Delta t} T_{C6}^t$$

$$(E8) : A_8 = -h_c S \quad ; \quad B_8 = \frac{m_f c_{pf}}{\Delta t} + h_c S + h_c S \quad ; \quad C_8 = -h_c S \quad ; \quad D_8 = \frac{m_f c_{pf}}{\Delta t} T_{fC2}^t + \dot{m} h_{fg}$$

$$(E9) : A_9 = -h_c S \quad ; \quad B_9 = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_c S + h_{cond} S \quad ; \quad C_9 = -h_{cond} S \quad ; \quad D_9 = \frac{mc_p}{\Delta t} T_{C7}^t$$

(E10) :

$$A_{10} = -h_{cond} S \quad ; \quad B_{10} = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_{cond} S + h_c S + h_{r,sol} S + h_{r,ciel} S$$

$$D_{10} = \frac{mc_p}{\Delta t} T_{C8}^t + h_c S T_a + h_{r,sol} S T_{sol} + h_{r,ciel} S T_{ciel} + \alpha G_n S$$

La matrice est la suivante :

$$\begin{bmatrix} B_1 & C_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_2 & B_2 & C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_3 & B_3 & C_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_4 & B_4 & C_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_5 & B_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_6 & C_6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_7 & B_7 & C_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_8 & B_8 & C_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_9 & B_9 & C_9 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{10} & B_{10} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{C1}^{t+\Delta t} \\ T_{C2}^{t+\Delta t} \\ T_{fC1}^{t+\Delta t} \\ T_{C3}^{t+\Delta t} \\ T_{C4}^{t+\Delta t} \\ T_{C5}^{t+\Delta t} \\ T_{C6}^{t+\Delta t} \\ T_{fC2}^{t+\Delta t} \\ T_{C7}^{t+\Delta t} \\ T_{C8}^{t+\Delta t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \\ D_5 \\ D_6 \\ D_7 \\ D_8 \\ D_9 \\ D_{10} \end{bmatrix}$$

➤ **Au niveau du downcomer**

$$(E1) : B_1 = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_c S + S \frac{\lambda}{e_p} ; \quad C_1 = -S \frac{\lambda}{e_p} \quad ; \quad D_1 = \frac{mc_p}{\Delta t} T_{ed}^t +$$

$$h_c S T_a$$

$$(E2) : \quad A_2 = -S \frac{\lambda}{e_p} \quad ; \quad B_2 = \frac{mc_p}{\Delta t} + h_c S + S \frac{\lambda}{e_p} \quad ; \quad D_2 = \frac{mc_p}{\Delta t} T_{id}^t +$$

$$h_c S T_{id}^{t+\Delta t}$$

$$(E3) : \quad A_3 = -h_c S \quad ; \quad B_3 = 1 \quad ; \quad D_3 = -\left(\frac{m_l c_{pl}}{\Delta t} + h_c S\right) T_{id}^{t+\Delta t} +$$

$$\frac{m_l c_{pl}}{\Delta t} T_{id}^t$$

$$\begin{bmatrix} B_1 & C_1 & 0 \\ A_2 & B_2 & 0 \\ 0 & A_3 & B_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{ed}^{t+\Delta t} \\ T_{id}^{t+\Delta t} \\ Pu \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix}$$

D.2. Habitat

➤ **Au niveau de la toiture**

• **Paroi de la toiture - Face extérieure**

$$A_{11} = \frac{\rho_{te} V_{te} c_{p,te}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{te}}{e_{p,te}} S_{te} + h_{ce} S_{te} + hr_{ciel,te} S_{te} + hr_{sol,te} S_{te}$$

$$A_{12} = -\frac{\lambda_{te}}{e_{p,te}} S_{te}$$

$$B_1 = \frac{\rho_{te} V_{te} c_{p,te}}{\Delta t} T_{te}^t + \alpha_{te} G_n S_{te} + h_{ce} S_{te} T_{ae} + hr_{ciel,te} S_{te} T_{ciel} + hr_{sol,te} S_{te} T_{sol}$$

• **Paroi de la toiture - Face intérieure**

$$A_{21} = -\frac{\lambda_{ti}}{e_{p,ti}} S_{ti}$$

$$A_{22} = \frac{\rho_{ti} V_{ti} c_{p,ti}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{ti}}{e_{p,ti}} S_{ti} + h_{c,ti} S_{ti} + hr_{ti,pfps} S_{ti} + hr_{ti,psci} S_{ti} + hr_{ti,pEci} S_{ti} + hr_{ti,pOci} S_{ti}$$

$$A_{23} = -h_{c,ti} S_{ti}$$

$$A_{24} = -hr_{ti,pfps}S_{ti}$$

$$A_{25} = hr_{ti,psci}S_{ti}$$

$$A_{26} = -hr_{ti,pEci}S_{ti}$$

$$A_{27} = -hr_{ti,pOci}S_{ti}$$

$$B_2 = \frac{\rho_{ti}V_{ti}c_{p,ti}}{\Delta t}T_{ti}^t$$

- **Air du comble de la toiture**

$$A_{32} = -h_{c,ti}S_{ti}$$

$$A_{33} = \frac{\rho_{aic}V_{aic}c_{p,aic}}{\Delta t} + h_{c,ti}S_{ti} + h_{c,pfps}S_{pfps} + h_{c,psci}S_{psci} + h_{c,pEci}S_{pEci} + h_{c,pOci}S_{pOci}$$

$$A_{34} = -h_{c,pfps}S_{pfps}$$

$$A_{35} = -h_{c,psci}S_{psci}$$

$$A_{36} = -h_{c,pEci}S_{pEci}$$

$$A_{37} = -h_{c,pOci}S_{pOci}$$

$$B_3 = \frac{\rho_{aic}V_{aic}c_{p,aic}}{\Delta t}T_{aic}^t$$

- **Paroi supérieure du faux - plafond**

$$A_{42} = -hr_{pfps,ti}S_{pfps}$$

$$A_{43} = -h_{c,pfps}S_{pfps}$$

$$A_{44} = \frac{\rho_{fp}V_{fp}c_{p,fp}}{\Delta t} + h_{c,pfps}S_{pfps} + \frac{\lambda_{fp}}{e_{p,fp}}S_{pfps} + hr_{pfps,psci}S_{pfps} + hr_{pfps,pEci}S_{pfps} + hr_{pfps,ti}S_{pfps} + hr_{pfps,pOci}S_{pfps}$$

$$A_{45} = -hr_{pfps,psci}S_{pfps}$$

$$A_{46} = -hr_{pfps,pEci}S_{pfps}$$

$$A_{47} = -hr_{pfps,pOci}S_{pfps}$$

$$B_4 = \frac{\rho_{fp} V_{fp} c_{p,fp} T_{pfps}^t}{\Delta t} + \frac{\lambda_{fp}}{e_{p,fp}} S_{pfps} T_{pfpi}$$

• **Paroi sud au comble - Face intérieure**

$$A_{52} = -hr_{pSci,ti} S_{pSci}$$

$$A_{53} = -h_{c,pSci} S_{pSci}$$

$$A_{54} = -hr_{pSci,pfps} S_{pSci}$$

$$A_{55} = \frac{\rho_{psc} V_{psc} c_{p,psc}}{\Delta t} + h_{c,pSci} S_{pSci} + \frac{\lambda_{psc}}{e_{p,psc}} S_{pSci} + hr_{pSci,pfps} S_{pSci} + hr_{pSci,pEci} S_{pSci} +$$

$$hr_{pSci,ti} S_{pSci} + hr_{pSci,pOci} S_{pSci}$$

$$A_{56} = -hr_{pSci,pEci} S_{pSci}$$

$$A_{57} = -hr_{pSci,pOci} S_{pSci}$$

$$A_{58} = \frac{\lambda_{psc}}{e_{p,psc}} S_{pSci}$$

$$B_5 = \frac{\rho_{psc} V_{psc} c_{p,psc} T_{pSci}^t}{\Delta t}$$

• **Paroi est au comble - Face intérieure**

$$A_{62} = -hr_{pEci,ti} S_{pEci}$$

$$A_{63} = -h_{c,pEci} S_{pEci}$$

$$A_{64} = -hr_{pEci,pfps} S_{pEci}$$

$$A_{65} = -hr_{pEci,pSci} S_{pEci}$$

$$A_{66} = \frac{\rho_{pEc} V_{pEc} c_{p,pEc}}{\Delta t} + h_{c,pEci} S_{pEci} + \frac{\lambda_{pEc}}{e_{p,pEc}} S_{pEci} + hr_{pEci,pfps} S_{pEci} + hr_{pEci,pOci} S_{pEci} +$$

$$hr_{pEci,ti} S_{pEci} + hr_{pEci,pSci} S_{pEci}$$

$$A_{67} = -hr_{pEci,pOci} S_{pEci}$$

$$A_{69} = -\frac{\lambda_{pEc}}{e_{p,pEc}} S_{pEci}$$

$$B_6 = \frac{\rho_{pEc} V_{pEc} c_{p,pEc} T_{pEci}^t}{\Delta t}$$

• **Paroi ouest au comble - Face intérieure**

$$A_{72} = -hr_{pOci,ti}S_{pOci}$$

$$A_{73} = -h_{c,pOci}S_{pOci}$$

$$A_{74} = -hr_{pOci,pfps}S_{pOci}$$

$$A_{75} = -hr_{pOci,psci}S_{pOci}$$

$$A_{76} = -hr_{pOci,pEci}S_{pOci}$$

$$A_{77} = \frac{\rho_{pOc}V_{pOc}c_{p,pOc}}{\Delta t} + h_{c,pOci}S_{pOci} + \frac{\lambda_{pOc}}{e_{p,pOc}}S_{pOci} + hr_{pOci,pfps}S_{pOci} + hr_{pOci,pEci}S_{pOci} +$$

$$hr_{pOci,ti}S_{pOci} + hr_{pOci,psci}S_{pOci}$$

$$A_{710} = -\frac{\lambda_{pOc}}{e_{p,pOc}}S_{pOci}$$

$$B_3 = \frac{\rho_{pOc}V_{pOc}c_{p,pOc}}{\Delta t}T_{pOci}$$

• **Paroi sud au comble - Face extérieure**

$$A_{85} = -\frac{\lambda_{psc}}{e_{p,psc}}S_{psce}$$

$$A_{88} = \frac{\rho_{psc}V_{psc}c_{p,psc}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{psc}}{e_{p,psc}}S_{psce} + h_{ce}S_{psce} + hr_{ciel,psc}S_{psce} + hr_{sol,psc}S_{psce}$$

$$B_8 =$$

$$\frac{\rho_{psc}V_{psc}c_{p,psc}}{\Delta t}T_{psce} + \alpha_{psce}G_nS_{psce} + h_{ce}S_{psce}T_{ae} + hr_{ciel,psc}S_{psce}T_{ciel} + hr_{sol,psc}S_{psce}T_{sol}$$

• **Paroi est au comble - Face extérieure**

$$A_{96} = -\frac{\lambda_{pEc}}{e_{p,pEc}}S_{pEce}$$

$$A_{99} = \frac{\rho_{pEc}V_{pEc}c_{p,pEc}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{pEc}}{e_{p,pEc}}S_{pEce} + h_{ce}S_{pEce} + hr_{ciel,pEc}S_{pEce} + hr_{sol,pEc}S_{pEce}$$

$$B_9 = \frac{\rho_{pEc}V_{pEc}c_{p,pEc}}{\Delta t}T_{pEce} + \alpha_{pEc}G_nS_{pEce} + h_{ce}S_{pEce}T_{ae} + hr_{ciel,pEc}S_{pEce}T_{ciel} +$$

$$hr_{sol,pEc}S_{pEce}T_{sol}$$

• **Paroi ouest au comble - Face extérieure**

$$A_{107} = -\frac{\lambda_{pOc}}{e_{p,pOc}} S_{pOce}$$

$$A_{1010} = \frac{\rho_{pOc} V_{pOc} c_{p,pOc}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{pOc}}{e_{p,pOc}} S_{pOce} + h_{ce} S_{pOce} + hr_{ciel,pOce} S_{pOce} + hr_{sol,pOce} S_{pOce}$$

$$B_{10} = \frac{\rho_{pOc} V_{pOc} c_{p,pOc}}{\Delta t} T_{pOce}^t + \alpha_{pOc} G_n S_{pOce} + h_{ce} S_{pOce} T_{ae} + hr_{ciel,pOce} S_{pOce} T_{ciel} +$$

$$hr_{sol,pOce} S_{pOce} T_{sol}$$

D'où la matrice :

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} & A_{25} & A_{26} & A_{27} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{32} & A_{33} & A_{34} & A_{35} & A_{36} & A_{37} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{42} & A_{43} & A_{44} & A_{45} & A_{46} & A_{47} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{52} & A_{53} & A_{54} & A_{55} & A_{56} & A_{57} & A_{58} & 0 & 0 \\ 0 & A_{62} & A_{63} & A_{64} & A_{65} & A_{66} & A_{67} & 0 & A_{69} & 0 \\ 0 & A_{72} & A_{73} & A_{74} & A_{75} & A_{76} & A_{77} & 0 & 0 & A_{710} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{85} & 0 & 0 & A_{88} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{96} & 0 & 0 & A_{99} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{107} & 0 & 0 & A_{1010} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{te}^{t+\Delta t} \\ T_{ti}^{t+\Delta t} \\ T_{aic}^{t+\Delta t} \\ T_{pfps}^{t+\Delta t} \\ T_{psci}^{t+\Delta t} \\ T_{pEci}^{t+\Delta t} \\ T_{pOci}^{t+\Delta t} \\ T_{psce}^{t+\Delta t} \\ T_{pEce}^{t+\Delta t} \\ T_{pOce}^{t+\Delta t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \\ B_5 \\ B_6 \\ B_7 \\ B_8 \\ B_9 \\ B_{10} \end{bmatrix}$$

➤ **Au niveau de l'habitat**

• **Paroi nord - Face extérieure**

$$C_{11} = \frac{\rho_{pn} V_{pn} c_{p,pn}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{pn}}{e_{p,pn}} S_{pne} + h_{ce} S_{pne} + hr_{ciel,pne} S_{pne} + hr_{sol,pne} S_{pne}$$

$$C_{12} = -\frac{\lambda_{pn}}{e_{p,pn}} S_{pne}$$

$$D_1 = \frac{\rho_{pn} V_{pn} c_{p,pn}}{\Delta t} T_{pne}^t + \alpha_{pn} G_n S_{pne} + h_{ce} S_{pne} T_{ae} + hr_{ciel,pne} S_{pne} T_{ciel} + hr_{sol,pne} S_{pne} T_{sol}$$

• **Paroi nord - Face intérieure**

$$C_{21} = -\frac{\lambda_{pn}}{e_{p,pn}} S_{pni}$$

$$C_{22} = \frac{\rho_{pn}V_{pn}c_{p,pn}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{pn}}{e_{p,pn}}S_{pni} + h_{c,pni}S_{pni} + hr_{pni,pipl}S_{pni} + hr_{pni,psi}S_{pni} + hr_{pni,pEi}S_{pni} + hr_{pni,pOi}S_{pni} + hr_{pni,pfpi}S_{pni}$$

$$C_{23} = -hr_{pni,pfpi}S_{pni}$$

$$C_{24} = -h_{c,pni}S_{pni}$$

$$C_{25} = -hr_{pni,pipl}S_{pni}$$

$$C_{26} = -hr_{pni,psi}S_{pni}$$

$$C_{27} = -hr_{pni,pEi}S_{pni}$$

$$C_{28} = -hr_{pni,pOi}S_{pni}$$

$$D_2 = \frac{\rho_{pn}V_{pn}c_{p,pn}}{\Delta t}T_{pni}^t$$

- **Paroi inférieure du faux-plafond**

$$C_{32} = -hr_{pfpi,pni}S_{pfpi}$$

$$C_{33} = \frac{\rho_{fp}V_{fp}c_{p,fp}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{fp}}{e_{p,fp}}S_{pfpi} + h_{c,pfpi}S_{pfpi} + hr_{pfpi,pni}S_{pfpi} + hr_{pfpi,pipl}S_{pfpi} + hr_{pfpi,psi}S_{pfpi} + hr_{pfpi,pEi}S_{pfpi} + hr_{pfpi,pOi}S_{pfpi}$$

$$C_{34} = -h_{c,pfpi}S_{pfpi}$$

$$C_{35} = -hr_{pfpi,pipl}S_{pfpi}$$

$$C_{36} = -hr_{pfpi,psi}S_{pfpi}$$

$$C_{37} = -hr_{pfpi,pEi}S_{pfpi}$$

$$C_{38} = -hr_{pfpi,pOi}S_{pfpi}$$

$$D_3 = \frac{\rho_{fp}V_{fp}c_{p,fp}}{\Delta t}T_{pfpi}^t + \frac{\lambda_{fp}}{e_{p,fp}}S_{pfpi}T_{pfps}$$

- **Air intérieure de l'habitat**

$$C_{42} = -h_{c,pni}S_{pni}$$

$$C_{43} = -h_{c,pfpi}S_{pfpi}$$

$$C_{44} = \frac{\rho_{ai}V_{ai}c_{p,ai}}{\Delta t} + h_{c,pni}S_{pni} + h_{c,pfpi}S_{pfpi} + h_{c,psi}S_{psi} + h_{c,pEi}S_{pEi} + h_{c,pOi}S_{pOi} + h_{c,pipl}S_{pipl}$$

$$C_{45} = -h_{c,pipl}S_{pipl}$$

$$C_{46} = -h_{c,psi}S_{psi}$$

$$C_{47} = -h_{c,pEi}S_{pEi}$$

$$C_{48} = -h_{c,pOi}S_{pOi}$$

$$D_4 = \frac{\rho_{ai}V_{ai}c_{p,ai}}{\Delta t} T_{ai}^t$$

- **Paroi supérieure du plancher**

$$C_{52} = -hr_{pipl,pni}S_{pipl}$$

$$C_{53} = -hr_{pipl,pfpi}S_{pipl}$$

$$C_{54} = -h_{c,ppi}S_{pipl}$$

$$C_{55} =$$

$$\frac{\rho_{pl}V_{pl}c_{p,pl}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{pl}}{e_{p,pl}}S_{pipl} + h_{c,ppi}S_{pipl} + hr_{pipl,pni}S_{pipl} + hr_{pipl,psi}S_{pipl} + hr_{pipl,pEi}S_{pipl} + hr_{pipl,pOi}S_{pipl} + hr_{pipl,pfpi}S_{pipl}$$

$$C_{56} = -hr_{pipl,psi}S_{pipl}$$

$$C_{57} = -hr_{pipl,pEi}S_{pipl}$$

$$C_{58} = -hr_{pipl,pOi}S_{pipl}$$

$$D_5 = \frac{\rho_{pl}V_{pl}c_{p,pl}}{\Delta t} T_{pipl}^t + \frac{\lambda_{pl}}{e_{p,pl}} S_{pipl} T_{plsol}$$

- **Paroi Sud – Face intérieure**

$$C_{62} = -hr_{psi,pni}S_{psi}$$

$$C_{63} = -hr_{psi,pfpi}S_{psi}$$

$$C_{64} = -h_{c,psi} S_{psi}$$

$$C_{65} = -hr_{psi,pipl} S_{psi}$$

$$C_{66} = \frac{\rho_{ps} V_{ps} c_{p,ps}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{ps}}{e_{p,ps}} S_{psi} + h_{c,psi} S_{psi} + hr_{psi,pni} S_{psi} + hr_{psi,pipl} S_{psi} + hr_{psi,pEi} S_{psi} +$$

$$hr_{psi,pOi} S_{psi} + hr_{psi,pfpi} S_{psi}$$

$$C_{67} = -hr_{psi,pEi} S_{psi}$$

$$C_{68} = -hr_{psi,pOi} S_{psi}$$

$$C_{69} = -\frac{\lambda_{ps}}{e_{p,ps}} S_{psi}$$

$$D_6 = \frac{\rho_{ps} V_{ps} c_{p,ps}}{\Delta t} T_{psi}^t$$

- **Paroi Est – Face intérieure**

$$C_{72} = -hr_{pEi,pni} S_{pEi}$$

$$C_{73} = -hr_{pEi,pfli} S_{pEi}$$

$$C_{74} = -h_{c,pEi} S_{pEi}$$

$$C_{75} = -hr_{pEi,pipl} S_{pEi}$$

$$C_{76} = -hr_{pEi,psi} S_{pEi}$$

$$C_{77} = \frac{\rho_{pE} V_{pE} c_{p,pE}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{pE}}{e_{p,pE}} S_{pEi} + h_{c,pEi} S_{pEi} + hr_{pEi,pni} S_{pEi} + hr_{pEi,pipl} S_{pEi} + hr_{pEi,psi} S_{pEi} +$$

$$hr_{pEi,pOi} S_{pEi} + hr_{pEi,pfli} S_{pEi}$$

$$C_{78} = -hr_{pEi,pOi} S_{pEi}$$

$$C_{710} = -\frac{\lambda_{pE}}{e_{p,pE}} S_{pEi}$$

$$D_7 = \frac{\rho_{pE} V_{pE} c_{p,pE}}{\Delta t} T_{pEi}^t$$

- **Paroi Ouest – Face intérieure**

$$C_{82} = -hr_{pOi,pni} S_{pOi}$$

$$C_{83} = -hr_{pOi,pfpi}S_{pOi}$$

$$C_{84} = -h_{c,pOi}S_{pOi}$$

$$C_{85} = -hr_{pOi,pipl}S_{pOi}$$

$$C_{86} = -hr_{pOi,psi}S_{pOi}$$

$$C_{87} = -hr_{pOi,pEi}S_{pOi}$$

$$C_{88} = \frac{\rho_{pO}V_{pO}c_{p,pO}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{pO}}{e_{p,pO}}S_{pOi} + h_{c,pOi}S_{pOi} + hr_{pOi,pni}S_{pOi} + hr_{pOi,pipl}S_{pOi} + hr_{pOi,psi}S_{pOi} + hr_{pOi,pEi}S_{pOi} + hr_{pOi,pfpi}S_{pOi}$$

$$C_{811} = -\frac{\lambda_{pO}}{e_{p,pO}}S_{pOi}$$

$$D_8 = \frac{\rho_{pO}V_{pO}c_{p,pO}}{\Delta t}T_{pOi}^t$$

- **Paroi Sud – Face extérieure**

$$C_{96} = -\frac{\lambda_{ps}}{e_{p,ps}}S_{pse}$$

$$C_{99} = \frac{\rho_{ps}V_{ps}c_{p,ps}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{ps}}{e_{p,ps}}S_{pse} + h_{ce}S_{pse} + hr_{ciel,pse}S_{pse} + hr_{sol,pse}S_{pse}$$

$$D_9 = \frac{\rho_{ps}V_{ps}c_{p,ps}}{\Delta t}T_{pse}^t + \alpha_{ps}G_nS_{pse} + h_{ce}S_{pse}T_{ae} + hr_{ciel,pse}S_{pse}T_{ciel} + hr_{sol,pse}S_{pse}T_{sol}$$

- **Paroi Est - Face extérieure**

$$C_{107} = -\frac{\lambda_{pE}}{e_{p,pE}}S_{pEe}$$

$$C_{1010} = \frac{\rho_{pE}V_{pE}c_{p,pE}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{pE}}{e_{p,pE}}S_{pEe} + h_{ce}S_{pEe} + hr_{ciel,pEe}S_{pEe} + hr_{sol,pEe}S_{pEe}$$

$$D_{10} = \frac{\rho_{pE}V_{pE}c_{p,pE}}{\Delta t}T_{pEe}^t + \alpha_{pEe}G_nS_{pEe} + h_{ce}S_{pEe}T_{ae} + hr_{ciel,pEe}S_{pEe}T_{ciel} + hr_{sol,pEe}S_{pEe}T_{sol}$$

- **Paroi Ouest – Face extérieure**

$$C_{118} = -\frac{\lambda_{pO}}{e_{p,pO}}S_{pOe}$$

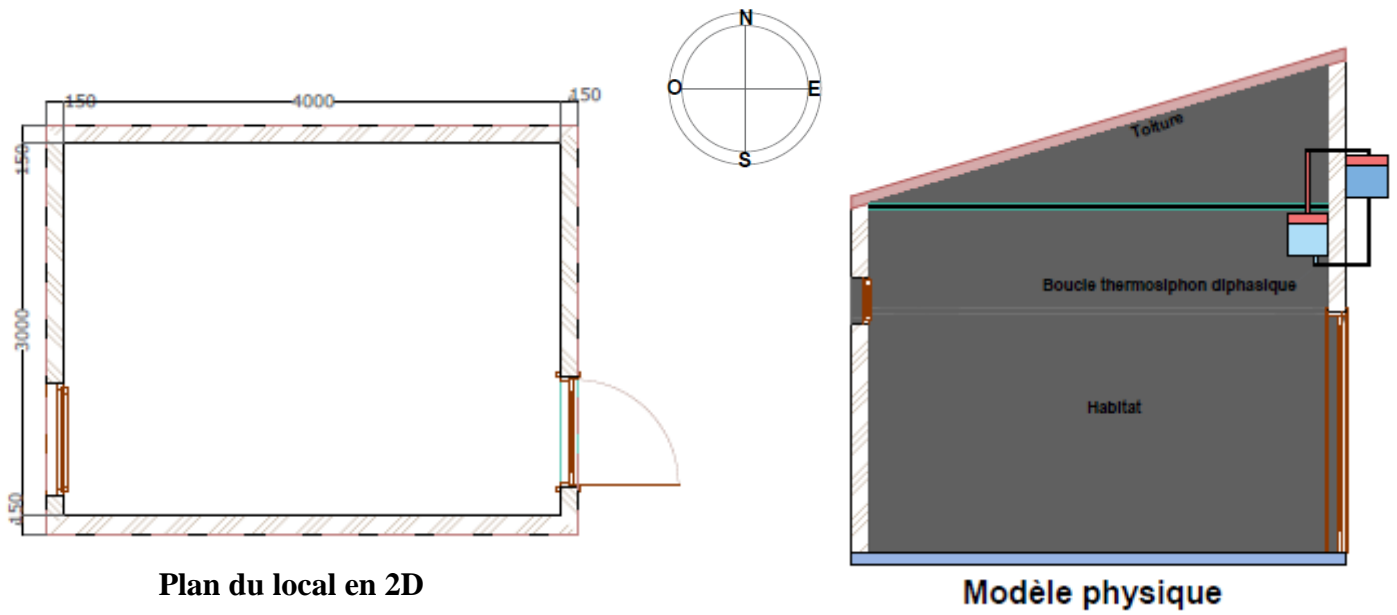
$$C_{1111} = \frac{\rho_{pO} V_{pO} c_{p,pO}}{\Delta t} + \frac{\lambda_{pO}}{e_{p,pO}} S_{pOe} + h_{ce} S_{pOe} + hr_{ciel,pOe} S_{pOe} + hr_{sol,pOe} S_{pOe}$$

$$D_{11} = \frac{\rho_{pO} V_{pO} c_{p,pO}}{\Delta t} T_{pOe}^t + \alpha_{pO} G_n S_{pOe} + h_{ce} S_{pOe} T_{ae} + hr_{ciel,pOe} S_{pOe} T_{ciel} + hr_{sol,pOe} S_{pOe} T_{sol}$$

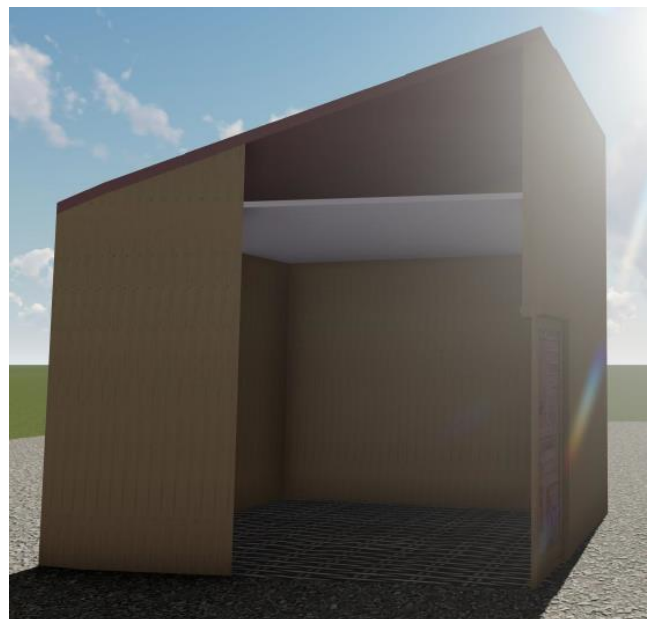
D'où la matrice :

$$\begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} & C_{27} & C_{28} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} & C_{37} & C_{38} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} & C_{47} & C_{48} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} & C_{57} & C_{58} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} & C_{67} & C_{68} & C_{69} & 0 & 0 \\ 0 & C_{72} & C_{73} & C_{74} & C_{75} & C_{76} & C_{77} & C_{78} & 0 & C_{710} & 0 \\ 0 & C_{82} & C_{83} & C_{84} & C_{85} & C_{86} & C_{87} & C_{88} & 0 & 0 & C_{811} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{96} & 0 & 0 & C_{99} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{107} & 0 & 0 & C_{1010} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{118} & 0 & 0 & C_{1111} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{pne}^{t+\Delta t} \\ T_{pni}^{t+\Delta t} \\ T_{pffi}^{t+\Delta t} \\ T_{ai}^{t+\Delta t} \\ T_{pipl}^{t+\Delta t} \\ T_{psi}^{t+\Delta t} \\ T_{pEi}^{t+\Delta t} \\ T_{pOi}^{t+\Delta t} \\ T_{pse}^{t+\Delta t} \\ T_{pEe}^{t+\Delta t} \\ T_{pOe}^{t+\Delta t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \\ D_5 \\ D_6 \\ D_7 \\ D_8 \\ D_9 \\ D_{10} \\ D_{11} \end{bmatrix}$$

Annexe E : Modèle physique du Bâtiment



Local en 3D



Local en demi-coupe

Figure E: Modèle physique du bâtiment.

Annexe F : Publication



Energy and Power Engineering, 2021, 13, 243-260

<https://www.scirp.org/journal/epe>

ISSN Online: 1947-3818

ISSN Print: 1949-243X

Modelling of a Two-Phase Thermosyphon Loop for Passive Air-Conditioning of a House in Hot and Dry Climate Countries

Abdoulaye 1 Diallo^{1,2*}, Xavier Chesneau¹, Idrissa Diaby², Djanfar El-Maktoume^{1,3}

¹Laboratoire de Modélisation Pluridisciplinaire et Simulations (LAMPS), Université de Perpignan Via Domitia, Perpignan, France

²Laboratoire d'Enseignement et de Recherche en Energétique Appliquée (LEREA), Université Gamal Abdel Nasser de Conakry, Conakry, Guinée

³Laboratoire énergétique de l'équipe d'Accueil Doctoral physique du Globe, de l'Energie et de l'Environnement (PGEE), Université d'Antananarivo, Antananarivo, Madagascar

Email: *abdulahjaloh@gmail.com, chesneau@univ-perp.fr



Physical Science International Journal

25(11): 1-20, 2021; Article no.PSIJ.82822

ISSN: 2348-0130

Numerical Study of the Air Conditioning of a Room by a Two-phase Thermosyphon Loop Using Meteorological Data from Mamou (Guinea)

Abdoulaye Diallo ^{a,b*}, Xavier Chesneau ^a, Idrissa Diaby ^b
and Djanfar El-Maktoume ^{a,c}

^a *Laboratoire de Modélisation Pluridisciplinaire et Simulations (LAMPS), Université de Perpignan Via Domitia, 52, Avenue Paul Alduy, 66860 Perpignan cedex, France.*

^b *Laboratoire d'Enseignement et de Recherche en Energétique Appliquée (LEREA), Université Gamal Abdel Nasser de Conakry, BP 1147, Conakry, Guinée.*

^c *Laboratoire Energétique de l'équipe d'Accueil Doctoral physique du Globe, de l'Energie et de l'Environnement (PGEE), Université d'Antananarivo, Madagascar.*