



UNIVERSITÉ D'ANTANANARIVO
ECOLE DOCTORALE
PHYSIQUE ET APPLICATIONS



EQUIPE D'ACCUEIL PHYSIQUE DU GLOBE,
DE L'ENERGIE ET DE L'ENVIRONNEMENT

LABORATOIRE DE THERMODYNAMIQUE, THERMIQUE ET COMBUSTION

THESE

pour l'obtention du diplôme de :

DOCTORAT DE L'UNIVERSITE D'ANTANANARIVO

Spécialité : Énergétique

CONTRIBUTION POUR L'AMELIORATION DE CONFORT
THERMIQUE DE L'HABITAT DE LA REGION ANALAMANGA.
OPTIMISATION D'UN CLIMATISEUR SOLAIRE

Présentée par :

Monsieur RAZAFINDRATAFIKA Barnabé Farnaise

Devant la commission d'examen composée de :

Président du Jury
Rapporteur Interne
Rapporteur Externe
Examineur
Directeur de Thèse
Co-Directeur de Thèse

: Monsieur RAKOTOMALALA Minoson
: Monsieur RAKOTOMAHEVITRA Andrianelison
: Monsieur RAZAFINJATO Victor
: Madame RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo
: Monsieur RANAIVO NOMENJANAHARY Flavien
: Madame RAKOTO JOSEPH Onimihamina

Professeur Titulaire
Professeur Titulaire
Professeur Titulaire
Professeur Titulaire
Professeur Titulaire
Maître des conférences

Soutenue publiquement le 27 Janvier 2017





UNIVERSITÉ D'ANTANANARIVO
ECOLE DOCTORALE
PHYSIQUE ET APPLICATIONS



EQUIPE D'ACCUEIL PHYSIQUE DU GLOBE,
DE L'ENERGIE ET DE L'ENVIRONNEMENT

LABORATOIRE DE THERMODYNAMIQUE, THERMIQUE ET COMBUSTION

THESE

pour l'obtention du diplôme de :
DOCTORAT DE L'UNIVERSITE D'ANTANANARIVO



Spécialité : Énergétique

CONTRIBUTION POUR L'AMELIORATION DE CONFORT
THERMIQUE DE L'HABITAT DE LA REGION ANALAMANGA.
OPTIMISATION D'UN CLIMATISEUR SOLAIRE

Présentée par :

Monsieur RAZAFINDRATAFIKA Barnabé Farnaise

Devant la commission d'examen composée de :

Président du Jury
Rapporteur Interne
Rapporteur Externe
Examineur
Directeur de Thèse
Co-Directeur de Thèse

: Monsieur RAKOTOMALALA Minoson
: Monsieur RAKOTOMAHEVITRA Andrianelison
: Monsieur RAZAFINJATO Victor
: Madame RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo
: Monsieur RANAIVO NOMENJANAHARY Flavien
: Madame RAKOTO JOSEPH Onimihamina

Professeur Titulaire
Professeur Titulaire
Professeur Titulaire
Professeur Titulaire
Professeur Titulaire
Maître des conférences

Soutenue publiquement le 27 Janvier 2017



Je dédie ce mémoire de thèse à :

- ✚ la mémoire de mes parents*
- ✚ la mémoire de mes grands frère et sœur*
- ✚ ma famille*
- ✚ mes sœurs et leur famille*
- ✚ mes frères et leur famille*
- ✚ toutes les familles à Antanifotsy et à Fort-Dauphin*

Remerciements

Ce travail a été effectué au Laboratoire de Thermodynamique, Thermique et Combustion (LTTC) de la Mention Physique et Applications du Domaine Sciences et Technologies en collaboration avec le Laboratoire Énergétique de l'Institut pour la Maîtrise de l'Énergie (I.M.E) de l'Université d'Antananarivo.

- ✚ J'adresse mes vifs remerciements à Monsieur RAHERIMANDIBY Marson, Doyen de la Faculté des Sciences, Professeur Titulaire, à Madame Le Directeur de l'École Doctorale de Physique et Applications et à Monsieur Le Responsable de l'Équipe d'Accueil Physique du Globe, de l'Énergie et de l'Environnement de m'avoir donné l'opportunité de suivre la formation doctorale au sein de la Faculté des Sciences à l'Université d'Antananarivo
- ✚ Nos chaleureux remerciements vont à Monsieur RAKOTOMALALA Minoson, Professeur Titulaire, de m'avoir accueilli dans son équipe de chercheurs au sein du parcours Énergétique et d'avoir bien voulu assurer le rôle de Président du jury de cette thèse.
- ✚ Pour leurs conseils, aides et propositions toujours constructives, je remercie mes Directeurs de thèse, Monsieur RANAIVO NOMENJANAHARY Flavien Noël, Professeur Titulaire et Madame RAKOTO JOSEPH Onimihamina, Maître de Conférences. Vos encadrements m'ont permis non seulement de mener à bien ce travail mais aussi d'apprendre énormément, tant sur le plan scientifique que sur les méthodologie et rigueur nécessaires au travail scientifique.
- ✚ Nos grands remerciements sont adressés à Monsieur RAKOTOMAHEVITRA Andrianelison, Professeur Titulaire, DARES au Ministère de l'Enseignement Supérieur et Recherche Scientifique et à Monsieur RAZAFINJATO Victor, Professeur Titulaire, Enseignant Chercheur à l'Institut Supérieur de la Technologie d'Antananarivo et à l'École Supérieure Polytechnique d'Antananarivo qui ont bien voulu, malgré leurs lourdes charges, d'accepter d'être membres du Jury et rapporteurs de cette thèse.
- ✚ Nos plus sincères remerciements vont à Madame RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo, Professeur Titulaire pour ses conseils et disponibilité pendant la réalisation de ce travail, et pour avoir accepté de juger cette thèse.
- ✚ Nos très grands remerciements vont aux Enseignants Chercheurs de la Faculté des Sciences de l'Université d'Antananarivo pour leurs formations et appuis tout long de la formation au sein de ladite Faculté.
- ✚ Nos remerciements sont adressés aussi à tous les membres des personnels de la Faculté des Sciences qui tiennent leur rôle avec mérite au sein de cette Faculté.
- ✚ Enfin, à tous ceux et celles que je n'ai pas pu nommés ici, je voudrais leur dire que nous leur sommes redevables. Effectivement, ce travail n'aurait pu être mené à bien si je n'avais pas bénéficié leur soutien complet et amical.

TABLE DES MATIERES

	PAGE
TABLE DES MATIERES.....	I à V
LISTE DES FIGURES	VI à VII
LISTE DES TABLEAUX	VIII
NOMENCLATURE	IX à XI
INTRODUCTION GENERALE	1 à 2
CHAPITRE I : PRESENTATION ET ETUDE CLIMATIQUE DE LA ZONE D'ETUDE	3
I.1. PRESENTATION	3 à 5
I.2. ETUDE CLIMATIQUE	6
I.2.1. TEMPERATURE	6 à 8
I.2.2. PRECIPITATION	9
I.2.3. HUMIDITE RELATIVE	10
I.2.4. VENT	11
I.2.5. HUMIDEX OU INDICE DE CONFORT	12 à 15
I.3. TABLEAUX DE MAHONEY	16 à 21
I.4. DIAGRAMME BIOCLIMATIQUE	22
I.5. CONCLUSION	26
CHAPITRE II : APPROCHE D'ETUDE DU CONFORT THERMIQUE	27
II.1. INTRODUCTION	27
II.2. BILAN THERMIQUE	27
II.3. METABOLISME	28
II.3.1. APPROXIMATION DE LA QUANTITE DE CHALEUR PRODUITE	28
II.3.2. EXPRESSION DU METABOLISME	29
II.3.3. CONFORT THERMIQUE A PARTIR DU BILAN THERMIQUE	29
II. 4. ÉCHANGE THERMIQUE ENTRE LE SUJET ET SON ENVIRONNEMENT	30
II.4.1. ÉCHANGE RADIATIF	30 à 34
II.4.2. ÉCHANGE CONVECTIF	34 à 37
II.4.3. ÉCHANGE DE CHALEUR LATENTE	38 à 40
II.4.4. ÉCHANGE RESPIRATOIRE	40 à 41
II.4.5. ÉCHANGE CONDUCTIF	41
II.5. TEMPERATURE DES VÊTEMENTS	41 à 44
II. 6. TEMPERATURE CUTANEE	44
II.7. INDICES THERMIQUES	44
II.7.1. TEMPERATURE RESULTANTE SECHE OU TEMPERATURE OPERATIVE ...	44 à 45
II.7.2. METHODE DE FANGER	45 à 47
CHAPITRE III : MODELISATION DES TRANSFERTS THERMIQUES DANS UN BÂTIMENT MULTIZONE	48
III.1. INTRODUCTION	48 à 50
III.2. PRESENTATIONS DES DIFFERENTS TYPES DE MAISON MALAGASY	50 à 52
III.3. ÉCHANGES THERMIQUES	52
III.3.1. ÉCHANGES THERMIQUES A TRAVERS LA TOITURE	52
III.3.2. ÉCHANGES THERMIQUES A TRAVERS LES FACADES	52
III.4. FORMULATION DES ÉCHANGES THERMIQUES	52

	PAGE
III.4.1. ÉCHANGE PAR RAYONNEMENT	52
III.4.1.1. FACTEURS DE FORME	53 à 54
III.4.1.2. ÉCHANGE PAR RAYONNEMENT DE COURTE LONGUEUR	
D'ONDE	54 à 55
III.4.1.3. ÉCHANGE PAR RAYONNEMENT DE GRANDE LONGUEUR	
D'ONDE	55 à 57
III.4.2. ÉCHANGE PAR CONVECTION	57
III.4.2.1. COEFFICIENT D'ÉCHANGE CONVECTIF	57 à 58
III.4.2.2. ÉCHANGE CONVECTIF A L'EXTERIEUR DU BATIMENT	58
III.4.2.3. ÉCHANGE CONVECTIF A L'INTERIEUR DU BATIMENT	58
III.4.3. ÉCHANGE PAR CONDUCTION	59
III.4.3.1. ÉCHANGE PAR CONDUCTION TRANSVERSALE	59
III.4.3.2. ÉCHANGE PAR CONDUCTION LONGITUDINALE	59
III.5. HYPOTHESES DE TRAVAIL	59
III.6. BILAN THERMIQUE ET MISE EN EQUATION	59 à 60
III.6.1. BILAN SUR UNE SURFACE EN CONTACT AVEC L'ENVIRONNEMENT	
EXTERIEUR	61 à 62
III.6.2. BILAN SUR UNE SURFACE EN CONTACT AVEC L'ENVIRONNEMENT	
INTERIEUR	62 à 63
III.6.3. BILAN SUR UNE SURFACE EN CONTACT AVEC LA CAVITE D'AIR	
INTERIEUR	63 à 65
III.7. CONCLUSION	65
CHAPITRE IV : RESOLUTION D'INCONFORT THERMIQUE POUR LA MAISON	
MALAGASY	66
IV.1. INTRODUCTION	66
IV.2. PROPRIETES THERMIQUES DES MATERIAUX	66
IV.2.1. CAPACITE THERMIQUE	66
IV.2.2. INERTIE THERMIQUE	67
IV.2.3. EFFUSIVITE THERMIQUE	68
IV.2.4. QUANTITE DE CHALEUR STOCKEE	68
IV.2.5. DIFFUSIVITE THERMIQUE	69
IV.3. PROCEDES DE RESOLUTION D'INCONFORT	69
IV.3.1. ARCHITECTURE SOLAIRE	69
IV.3.1.1. EXIGENCE DE L'ARCHITECTURE SOLAIRE	69
IV.3.1.2. ETUDE DES PARCOURS SOLAIRES	70
IV.3.2. MAISON BIOCLIMATIQUE	70
IV.3.2.1. ORIENTATION DE LA MAISON	70 à 72
IV.3.2.2. CONCEPTION DE LA MAISON BIOCLIMATIQUE	73
IV.3.2.3. ISOLATION THERMIQUE	73
IV.3.2.3.1. TYPES D'ISOLATION THERMIQUE	73
IV.3.2.3.2. PERFORMANCE	73 à 76
IV.4. CONCEPTION	76
IV.4.1. CONCEPTION HIVERNALE	76 à 77
IV.4.2. CONCEPTION ESTIVALE	77 à 78
IV.5. CONCEPTION DE VENTILATION NATURELLE	78
IV.5.1. OBJECTIF	78

IV.5.2.1. VENTILATION PAR SIMPLE EXPOSITION	78 à 79
IV.5.2.2. VENTILATION PAR DOUBLE EXPOSITION	79
IV.5.2.3. VENTILATION PAR TIRAGE THERMIQUE	79 à 80
IV.6. MODELISATION DE VENTILATION	80
IV.6.1. MODELISATION DE VENTILATION EN SAISON HIVER	80
IV.6.2. MODELISATION DE VENTILATION EN SAISON ÉTÉ	80
IV.7. VALIDATION	81 à 82
IV.8. CLIMATISATION SOLAIRE	82
IV.8.1. BASES DE DONNEES CLIMATIQUES	83
IV.8.1.1. MOIS DE BASE	83
IV.8.1.2. CONDITIONS INTERIEURES DE BASE	83
IV.8.2. EVALUATION DU BILAN THERMIQUE DE CLIMATISATION	83
IV.8.2.1. BASE DE CALCUL	83
IV.8.2.2. CHARGE INTERNE	83 à 85
IV.8.2.3. CHARGE EXTERNE	85 à 88
IV.8.2.4. CHARGE THERMIQUE TOTALE	88 à 89
IV.8.3. PUISSANCE DES CLIMATISEUR ET DESHUMIDIFICATEUR	90
IV.8.3.1. PUISSANCE DU CLIMATISEUR	90
IV.8.3.2. PUISSANCE DU DESHUMIDIFICATEUR	90
IV.8.4. DIFFERENTS TYPES DE SYSTÈME DE CLIMATISATION SOLAIRE	90
IV.8.4.1. MACHINE A ABSORPTION	90
IV.8.4.2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	91
IV.9. DIMENSIONNEMENT DE CLIMATISATION SOLAIRE	91
IV.9.1. DIMENSIONNEMENT DE CAPTEUR	91 à 92
IV.9.2. DIMENSIONNEMENT DU REFROIDISSEUR	93
IV.10. CONCLUSION	93
CONCLUSION GENERALE	94
REFERENCES	95 à 96
ANNEXE I : Input Data File du Bâtiment	97 à 100
ANNEXE II : Programmation sous Matlab 2013 pour dimensionnement du climatiseur solaire	101 à104
ANNEXE III : Données météorologiques	105 à106
ANNEXE IV : Diagramme de Carrier	106
ANNEXE V : Résultats de simulation sous EnergyPlus 8.1	107 à109

LISTE DES FIGURES

	TITRE	PAGE
Figure 1	: Présentation de la province d'Antananarivo	3
Figure 2	: Antananarivo et ses différentes régions	4
Figure 3	: Répartition de population de chaque district	5
Figure 4	: Accès à chaque district	6
Figure 5	: Variation des températures mensuelles de Manjakandriana, Arivonimamo et Antananarivo Avaradrano	7
Figure 6	: Température maximale en été	7
Figure 7	: Température maximale en hiver	8
Figure 8	: Température minimale en été	8
Figure 9	: Température minimale en hiver	9
Figure 10	: Variation des précipitations mensuelles de Manjakandriana, Arivonimamo et Antananarivo Avaradrano	9
Figure 11	: Humidité relative mensuelle de Manjakandriana, Arivonimamo et Antananarivo Avaradrano	10
Figure 12	: Humidité relative en été	10
Figure 13	: Humidité relative en hiver	11
Figure 14	: Direction du vent au mois de Janvier et celle au mois de Juin	11
Figure 15	: Présentation d'indice de confort	13
Figure 16	: Indice de confort des mois Janvier et Février	13
Figure 17	: Indice de confort des mois Mars et Avril	14
Figure 18	: Indice de confort des mois Mai et Juin	14
Figure 19	: Indice de confort des mois Juillet et Aout	15
Figure 20	: Indice de confort des mois Septembre et Octobre	15
Figure 21	: Indice de confort des mois Novembre et Décembre	16
Figure 22	: Diagramme bioclimatique d'Antananarivo	25
Figure 23	: Présentation des échanges thermiques entre l'homme et son environnement	28
Figure 24	: Échange radiatif entre l'homme et les parois	30
Figure 25	: Variation des températures opératives	32
Figure 26	: Variation des échanges par rayonnement au niveau de la tête et au niveau de la main	34
Figure 27	: Variation des échanges par rayonnement des différents niveaux	34
Figure 28	: Échanges convectifs entre l'homme et son environnement intérieur	35
Figure 29	: Variation des échanges par convection au niveau de la tête et au niveau de la main.....	36
Figure 30	: Variation des échanges par convection des différents niveaux	36
Figure 31	: Variation des échanges convectifs naturel et forcé	37
Figure 32	: Échanges par évaporation effectués par l'homme et son environnement	38
Figure 33	: Variation des échanges diffus	39
Figure 34	: Variation des échanges par évaporation	40
Figure 35	: Variation des échanges par respiration	41
Figure 36	: Échanges par conduction	41
Figure 37	: Échanges thermiques	42
Figure 38	: Analogie électrique des échanges thermiques	42
Figure 39	: Circuit électrique équivalent	44
Figure 40	: Courbe représentant PPD en fonction PMV	46
Figure 41	: Présentation de PPD pour la température comprise entre 22 à 30°C	46
Figure 42	: Présentation de PPD pour la température comprise entre 18 à 30°C	47
Figure 43	: Présentation de PPD pour la température comprise entre 18 à 28°C	47

	TITRE	PAGE
Figure 44	: Maison modélisée	48
Figure 45	: Maison en raty	50
Figure 46	: Maison sur pilotis	50
Figure 47	: Maison en rafia	51
Figure 48	: Maison rotsopeta	51
Figure 49	: Maison en pisé	51
Figure 50	: Maison en brique cuite	52
Figure 51	: Rayonnements solaires direct et diffus	53
Figure 52	: Irradiation globale moyenne mondiale	55
Figure 53	: Variation de l'énergie reçue par la paroi Nord	55
Figure 54	: Températures extérieures simulées suivant la saison	62
Figure 55	: Températures extérieures mesurées suivant la saison	62
Figure 56	: Températures intérieures pour deux saisons	63 à 64
Figure 57	: Humidité relative intérieure pour deux saisons	64
Figure 58	: Valeurs de la capacité thermique des différents matériaux	67
Figure 59	: Inertie thermique de chaque partie du bâtiment	67
Figure 60	: Effusivité thermique des matériaux	68
Figure 61	: Quantité de chaleur stockée pendant 5h pour chaque matériau	68
Figure 62	: Diffusivité thermique de chaque matériau	69
Figure 63	: Variations des rayonnements directs des façades du bâtiment	70
Figure 64	: Direction du vent à Antananarivo	73
Figure 65	: Conductivité thermique de chaque isolant selon leur nature	74
Figure 66	: Masse volumique de chaque isolant	74
Figure 67	: Conductivité thermique de chaque isolant	75
Figure 68	: Capacité thermique de chaque isolant	75
Figure 69	: Résistance thermique de chaque isolant	76
Figure 70	: Conception hivernale	77
Figure 71	: Conception estivale	78
Figure 72	: Ventilation monofaçade	79
Figure 73	: Ventilation transversale	79
Figure 74	: Ventilation par tirage thermique	80
Figure 75	: Températures intérieures de la maison selon les deux saisons	82
Figure 76	: Humidités relatives à l'intérieur de la maison selon les deux saisons	86
Figure 77	: Échange thermique au niveau d'une paroi	89
Figure 78	: Variation journalière de la charge totale	89
Figure 79	: Charge latente et charge sensible	89
Figure 80	: Fonctionnement de la machine absorption	91

LISTE DES TABLEAUX

	Titre	Page
Tableau 1	: Séries des tableaux de Mahoney de quelque régions d'Antananarivo	17 à 21
Tableau 2	: Métabolisme thermique pour différentes activités	29
Tableau 3	: Production de chaleur interne selon l'activité	29
Tableau 4	: Valeur de résistance thermique	32
Tableau 5	: Coefficients d'échanges convectifs naturel et forcé	37
Tableau 6	: Description d'habillement	42
Tableau 7	: Échelle thermique d'ASHRAE	45
Tableau 8	: Propriétés générales et surfaces des murs	49
Tableau 9	: Propriétés générales des surfaces : toiture, plancher, plafond	49
Tableau 10	: Propriétés générales des portes	50
Tableau 11	: Coefficients d'échange par convection à l'intérieur de la maison par CSBTP	58
Tableau 12	: Coefficient convectif extérieur en fonction de la vitesse du vent selon ITO	58
Tableau 13	: Quelques valeurs des coefficients d'échange convectif	58
Tableau 14	: Propriétés thermiques des matériaux	66
Tableau 15	: Durée d'insolation en heure	72
Tableau 16	: Chaleurs sensible et latente dues aux occupants du local	84
Tableau 17	: Puissance raccordée	85
Tableau 18	: Charge interne totale	85
Tableau 19	: Valeur de ΔT	86
Tableau 20	: Valeur de α	87
Tableau 21	: Valeur de F	87
Tableau 22	: Valeur de g	87
Tableau 23	: Débit d'air	88
Tableau 24	: Valeurs des charges et irradiations	90
Tableau 25	: Caractéristique de la machine frigorifique	93

NOMENCLATURE

LETTRES LATINES

Symbole	Désignation	Unité
ACT	: activité.....	-
A _{DU}	: surface Dubois.....	m ²
A _{EFF}	: surface effective rayonnante.....	m ²
AMR	: moyenne entre les températures maximale et minimale de l'année	°C
AMT	: différence entre les températures maximale et minimale de l'année	°C
C	: capacité d'inertie.....	J/kg.°C
C _{PL}	: capacité d'inertie des matériaux en parallèle	J/kg.°C
C _{PM}	: capacité thermique du matériau	J/kg.°C
C _{PS}	: capacité d'inertie des matériaux en série	J/kg.°C
D _p	: rayonnement diffus	W/m ²
E	: émittance	-
e _{isol}	: épaisseur de l'isolant	mm
E _{RAD,c}	: échange radiatif au niveau du corps habillé	W
E _{RAD,m}	: échange radiatif au niveau de la main	W
E _{RAD,t}	: échange radiatif au niveau de la tête	W
E _{conv}	: échange convectif	W
E _{diff}	: échange diffus	W
e _m	: épaisseur de matériaux	m
E _{RAD}	échange radiatif	W
E _{res}	:échange par respiration	W
E _{sw}	: échange par transpiration	W
e _{th}	: effusivité thermique	W/m ² .K. s ⁻¹
F ₁₂	: facteur géométrique	-
FACL	: facteur d'habillement	-
F _{EFF}	: facteur postural	-
G _{PT}	: rayonnement global reçu par la surface verticale.....	W/m ²
hc	: coefficient d'échange par convection	
h _{cc}	: coefficient d'échange convectif du corps habillé	W/m ² . K ⁻¹
h _{cf}	: coefficient d'échange convectif forcé	W/m ² . K ⁻¹
h _{cfv}	: coefficient d'échange convectif en fonction de la vitesse du vent	W/m ² . K ⁻¹
h _{cm}	: coefficient d'échange convectif naturel	W/m ² . K ⁻¹
h _{CM}	: coefficient d'échange convectif au niveau de la main	W/m ² . K ⁻¹
h _{cond,l}	: coefficient d'échange par conduction longitudinale	W/m ² . K ⁻¹
h _{cond,t}	: coefficient d'échange par conduction transversale	W/m ² . K ⁻¹
h _{conv,ext}	: coefficient d'échange convectif de la façade extérieure	W/m ² . K ⁻¹
h _{conv,int}	:coefficient d'échange convectif de la surface intérieure	W/m ² . K ⁻¹
hct	: coefficient d'échange convectif au niveau de la tête	W/m ² . K ⁻¹
he	: coefficient d'échange	W/m ² . K ⁻¹
HR	: humidité relative.....	%
h _r	: coefficient d'échange par rayonnement.....	W/m ² . K ⁻¹

$H_{R,SK}$: humidité relative au niveau de la peau.....	%
h_{rc}	: coefficient d'échange radiatif linéarisé du corps habillé	$W/m^2 \cdot K^{-1}$
h_{rm}	: coefficient d'échange radiatif linéaire de la main.....	$W/m^2 \cdot K^{-1}$
h_{tpc}	: coefficient d'échange radiatif linéarisé entre la façade et le ciel.....	$W/m^2 \cdot K^{-1}$
h_{rs}	: coefficient radiatif	$W/m^2 \cdot K^{-1}$
I_h	: rayonnement direct	W/m^2
J	: radiosité	W/m^2
K	: coefficient de perméabilité	$m^3/h.Pa$
m	: mouillure de la peau	-
M	: métabolisme	W/m^2
M_B	: métabolisme basal	W/m^2
n	: exposant caractéristique de l'écoulement	-
P	: poids de l'individu	kg
P_{EXP}	: pression de vapeur de l'air expiré	kPa
$P_{SAT,SK}$: pression de saturation au niveau de la peau	Pa
P_{VAP}	: pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air	Pa
$P_{VAP,SAT}$: pression de vapeur d'eau saturante	Pa
Q	: quotient respiratoire	-
Q	: quantité de chaleur stockée par un matériau	W
Q_V	: débit volumique	m^3/s
$Q_{V,th}$: débit volumique par effet thermique	m^3/s
$Q_{V,w}$: débit volumique selon Warren	m^3/s
R_{clo}	: résistance thermique des vêtements	
R_p	: rayonnement réfléchi	W/m^2
RR	: précipitation	mm
S	: bilan thermique humain	W
S_D	: quantité de chaleur perdue	W
S_F	: surface façade	m^2
$S_{T,int}$: surface toiture intérieure	m^2
S_{tot}	: surface totale	m^2
t	: temps	s
$T_{a,int}$: température de l'air intérieur	$^{\circ}C, K$
T_{air}	: température de l'air	$^{\circ}C, K$
T_C	: température du ciel	$^{\circ}C, K$
T_{clo}	: température de vêtements	$^{\circ}C, K$
T_{ENV}	: température de l'environnement	$^{\circ}C, K$
T_{EXP}	: température de l'air expiré	$^{\circ}C, K$
T_{ext}	: température extérieure	$^{\circ}C, K$
$T_{F,ext}$: température façade extérieure	$^{\circ}C, K$
t_m	: température moyenne du mois	$^{\circ}C, K$
T_{MR}	: température radiante moyenne	$K, ^{\circ}C$
T_p	: température du corps exposé	$^{\circ}C, K$
T_{RS}	: température résultante sèche	$^{\circ}C, K$
T_{SK}	: température de la peau	$^{\circ}C, K$
T_{sol}	: température du sol	$^{\circ}C, K$
TT	: température	$^{\circ}C$

V_{O_2}	: consommation d'oxygène	litre/heure
VV	: vent	m/s
W	: travail externe	W/m^2
$Q_{vent,w}$: débit volumique dû à l'effet du vent	m^3/s
$Q_{V,Pet DG}$: débit volumique de Phaff et De Gids	m^3/s
Ve_q	: vitesse équivalente de l'air	m/s
$Q_{V,larsen}$: débit volumique selon Larsen	m^3/s
Q_V	: déperdition locale	W/m^2
$Q_{V,e}(t)$: déperdition instantanée	W/m^2

LETTRES GRECQUES

Symbole	Désignation	Unité
ε_{CLO}	: émissivité de vêtement	
ΔT	: valeur absolue de la différence des températures au niveau de la peau et de la main	K, °C
Φ_{RAY}	: flux par rayonnement	W
Φ_{CONV}	: flux par convection	W
Φ_{COND}	: flux par conduction	W
η	: rendement mécanique	-
Φ_i	: flux incident	W
Φ_R	: flux réfléchi	W
Φ_a	: flux absorbé	W
Φ_{net}	: flux net	W
α	: coefficient d'absorptivité	-
ρ	: coefficient de réflectivité.....	-
σ	: constante de Boltzmann	$W.m^2.K^{-1}$
ε_{toit}	: émissivité du toit	-
Φ_{TC}	: flux de courte longueur d'onde émis par le toit	W
ε_F	: émissivité de la façade	
Φ_{RF}	: flux radiatif au niveau de la façade	W
Φ_{RS}	: flux radiatif reçu par la surface S	W
$\Phi_{T,int}$: flux d'échange convectif au toit	W
Φ_{TE}	: flux de grande longueur d'onde reçu par le toit	W
Φ_{CL}	: flux thermique par la surface verticale	W
β	: angle d'inclinaison de la toiture	rad
α_w	: paramètre fonction de la vitesse de l'air	
$\Phi_{COND,t}$: flux conductif transversal	W
$\Phi_{COND}(t)$: flux conductif instantané	W
$\Phi_{RAY}(t)$: flux par rayonnement instantané	W
$\Phi_{CONV}(t)$: flux convectif instantané	W
$\Phi_{SOLAIRE}(t)$: énergie solaire instantanée	W
λ_M	: conductivité thermique de matériau	$W/m.°C$
$\Phi_{COND,L}$: flux conductif longitudinal	W
α_{th}	: diffusivité thermique	m^2/s^2
φ	: latitude	°
λ	: conductivité thermique	$W/m.°C$

λ_{is}	: conductivité thermique de l'isolant	W/m.°C
ρ_V	: coefficient de réflectivité de la vitre	-
α_V	: coefficient d'absorptivité de la vitre	-
τ_V	: coefficient de transmissivité de la vitre	-

LISTE DES ABREVIATIONS

Symbole	Désignations
ASHAREA	: American Society of Heating Refrigerating and Air conditioning Engineers
CIP	: Chemin d'Intérêt Provincial
PMV	: Predicted Mean Vote
PPD	: Predicted Percentage Dissatisfied
RIP	: Route d'Intérêt Provinciale
RN	: Route Nationale
RNC	: Route Nationale Commerciale

INTRODUCTION GENERALE

Le Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Évolution du Climat (GIEC) a pour objectifs, entre autres, de réduire la problématique liée aux effets néfastes du réchauffement climatique. A l'issue du colloque qu'il a organisé en 2014 avec 130 pays réunissant plus de 2500 participants scientifiques, le GIEC a affirmé dans son rapport que le réchauffement climatique depuis 1950 était très probablement d'origine humaine. Ces conclusions ont été approuvées par plus de 40 sociétés scientifiques et académiques, y compris l'ensemble des académies nationales des sciences des grands pays industrialisés. Dans ce même rapport, les projections des modèles climatiques présentées ont indiqué que la température de surface du globe est susceptible d'augmenter de 1,1 à 6,4 °C au cours du XXI^e siècle. Cependant, ce réchauffement devrait toujours se poursuivre en raison de la continuité des émissions des gaz à effet de serre, de la grande inertie des océans et de la durée de vie du dioxyde de carbone dans l'atmosphère.

L'impact de la fluctuation climatique préoccupe le monde entier. Pour mieux s'y adapter, d'un côté et de l'autre côté, pour lutter face à cette variation climatique, il faut réduire autant que possible l'émanation des gaz à effet de serre. L'effet de serre est à l'origine de la hausse de température, de la fonte de glace et des inondations à travers le monde. Madagascar vit dans ce changement climatique qui provoque, en particulier, un accroissement moyen de 1°C/an entraînant une température effective de 38°C dans la partie côtière et d'environ de 35°C dans les Hauts Plateaux.

L'homme construit et cherche les moyens pour vivre avec sensation de confort devant cette variation climatique. D'où un des objectifs visés par les travaux de cette thèse intitulée "CONTRIBUTION POUR AMELIORATION DE CONFORT THERMIQUE DE L'HABITAT DE LA REGION ANALAMANGA. OPTIMISATION D'UN CLIMATISEUR SOLAIRE". Effectivement, la plupart de la population malagasy n'a pas les moyens financiers d'accéder audit confort s'obtenant les rafraichissement et renouvellement d'air dans l'intérieur de son habitat malgré l'existence des richesses naturelles en matière de matériaux de construction.

En général, Madagascar possède deux grandes saisons, l'une saison chaude qui dure sept mois et l'autre saison hivernale et fraîche qui dure cinq mois. Mais ces durées varient selon la région [20].

Notre étude vise l'apport du confort thermique aux occupants d'une habitation face à la hausse de température pendant la saison chaude et le maintien de la température de confort durant l'hiver, c'est-à-dire l'instauration du confort thermique tout au long de l'année. A cet effet, à l'issue de cette thèse, des propositions sont avancées pour solutionner les problèmes rencontrés tout au long de l'année. Des recommandations sont envisagées en combinant les spécificités issues de cette étude afin de réduire la température par rafraichissement de l'air et par ventilation naturelle pendant la saison chaude, par exemple.

A travers ce mémoire, nous étudions le climat de la région Analamanga pour savoir et distinguer les spécificités de son climat. Ainsi, nous travaillons sur le tableau de Mahoney et le diagramme bioclimatique pour connaître l'architecture et les matériaux adaptés à cette région afin d'obtenir le confort thermique. Nous procédons aussi au dimensionnement de climatisation solaire pour résoudre la charge thermique des occupants.

Pour attendre les objectifs ainsi fixés, nous structurons notre manuscrit en quatre (04) chapitres, en plus des introduction et conclusion générale et des annexes. Ainsi :

- En premier chapitre, nous procédons à une présentation et à une étude climatique du site étudié. Dans ce chapitre, nous décrivons la position géographique, les spécificités, les particularités climatiques nécessaires à l'étude thermique d'un habitat afin d'y établir le confort thermique. Ainsi, des généralités sur l'orientation du bâtiment, les ouvertures pratiquées, les types des matériaux utilisés, etc. sont données.
- Le second chapitre porte sur l'approche d'étude que nous suivons lors de l'étude du confort thermique. Ainsi, les différents modes d'échange thermique entre l'homme avec son

environnement sont abordés. La température d'équilibre et le taux de satisfaction de l'occupant suivant la température environnante sont définis .

- Dans le troisième chapitre, nous modélisons les transferts thermiques d'un bâtiment multizone typique de la région d'Analamanga. A travers ces modélisations, nous déterminons plusieurs paramètres pour montrer l'inconfort. Les calculs et simulations sont faits avec le logiciel EnergyPlus 8.1
- Le dernier chapitre montre les résultats obtenus et basés sur les propriétés thermophysiques des matériaux de construction visibles et existants à Madagascar pour en savoir leur efficacité. Ainsi, les différents types d'isolant sont choisis selon leur performance. Au vu de ces résultats, nous proposons un climatiseur solaire pour établir le confort tout au long de l'année dans l'habitat type.

Chapitre I :

REPRESENTATION ET ETUDE CLIMATIQUE DE LA ZONE D'ETUDE

Chapitre I :

PRESENTATION ET ETUDE CLIMATIQUE DE LA ZONE D'ETUDE

I.1 PRESENTATION

Notre zone d'étude est la région Analamanga qui se trouve dans la province d'Antananarivo. Antananarivo est formée par 19 districts et quatre régions telles celles d'Analamanga, de Bongolava, d'Itasy et de Vakinankaratra. La région d'Antananarivo se trouvant à 47°33 longitude Est et 18°53 latitude Sud est, à la fois, le chef lieu de la province et celui de la région Analamanga.

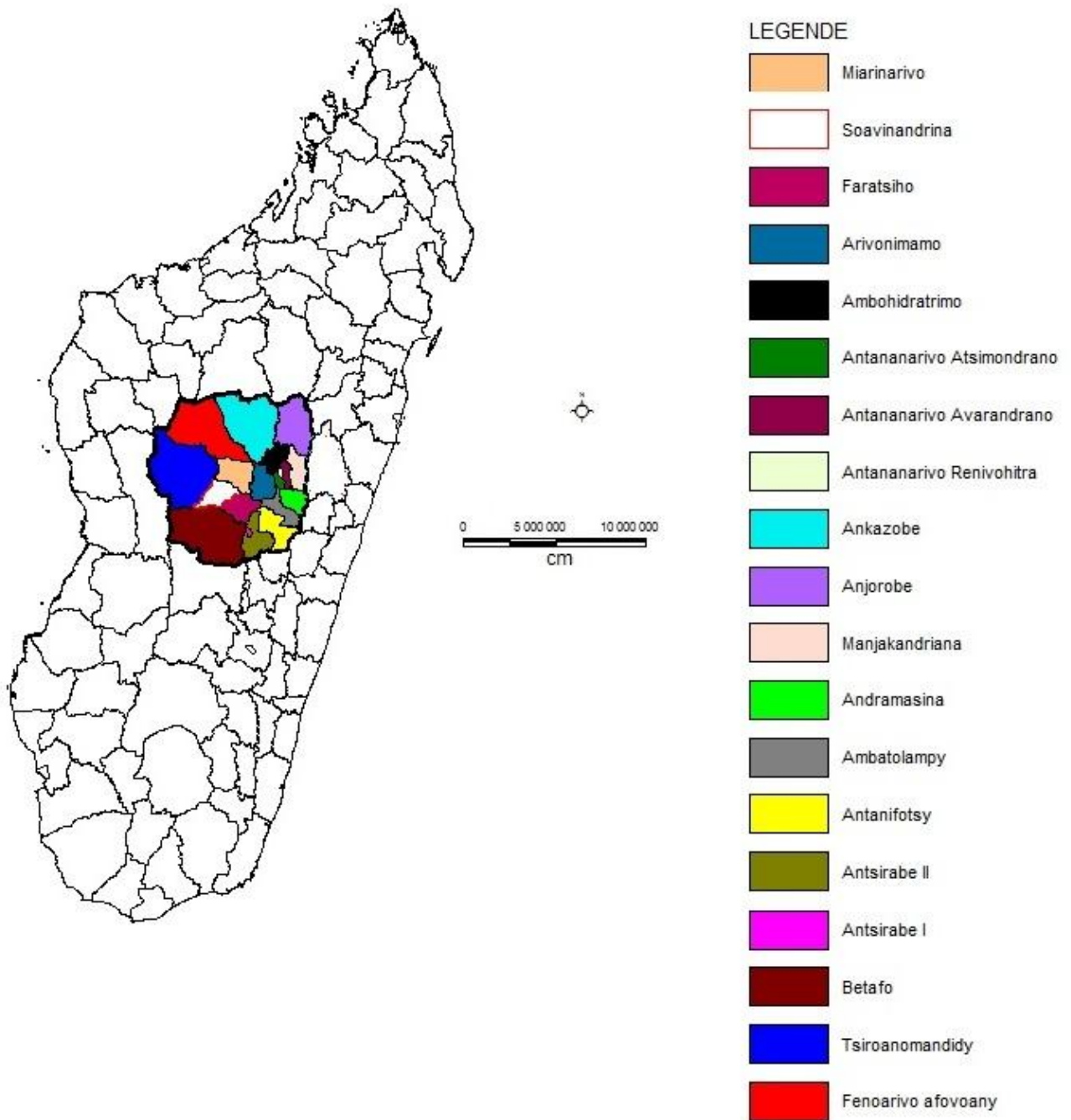


Figure 1 : Présentation de province d'Antananarivo.[4]

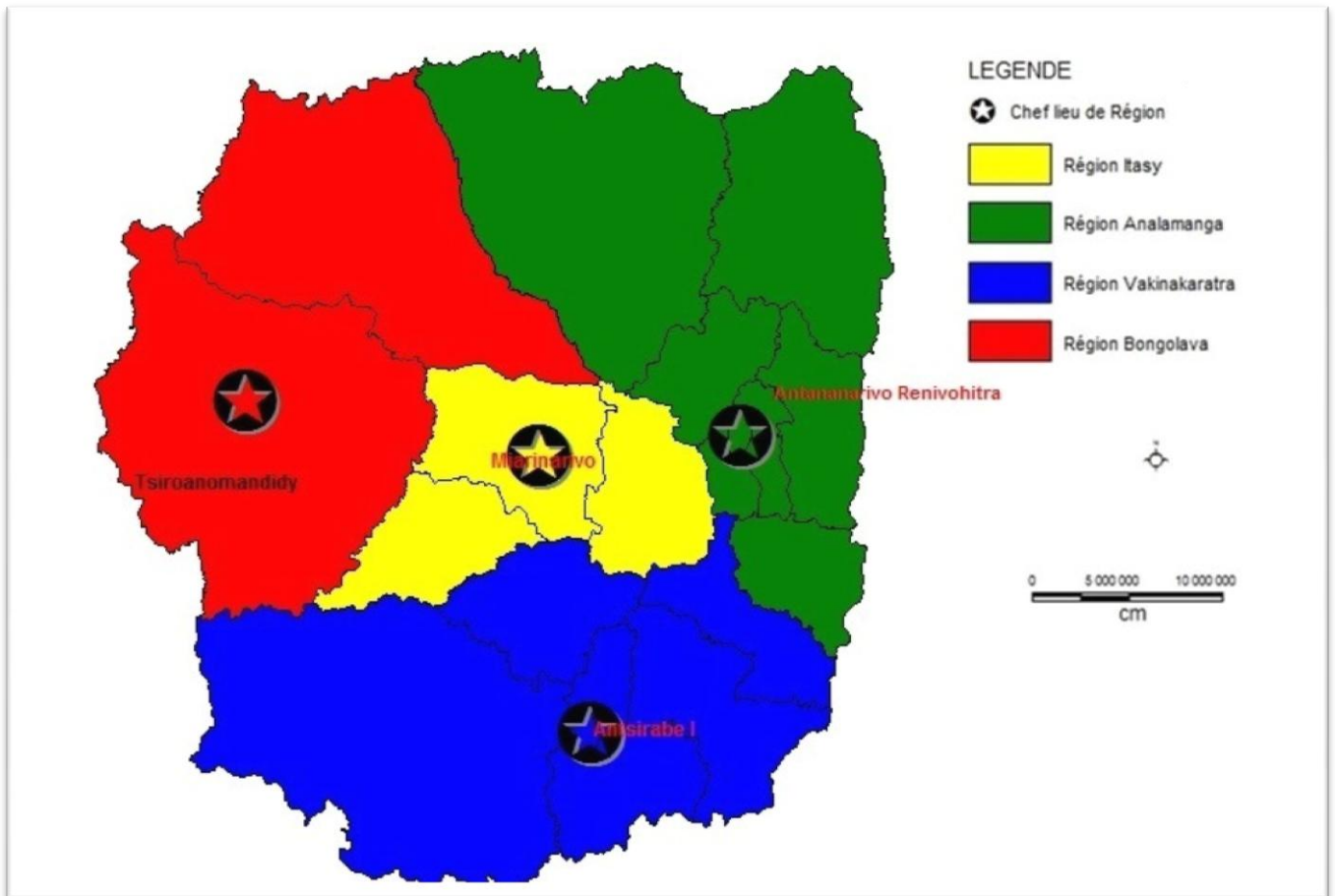


Figure 2 : Antananarivo et ses différentes régions.[4]

Selon cette présentation de la figure 1, la région Analamanga se trouve à l'Est de la province Antananarivo et comporte les districts d'Anjorobe et Ankazobe au Nord, celui de Manjakandrina à l'Est, celui d'Ambohindratrimo à l'Ouest, ceux des Antananarivo Renivohitra et Avaradrano au Centre et celui d'Andramasina au Sud.

La répartition de population est indiquée par les figures 3 et 4 présentant aussi les différents accès dans la province d'Antananarivo.

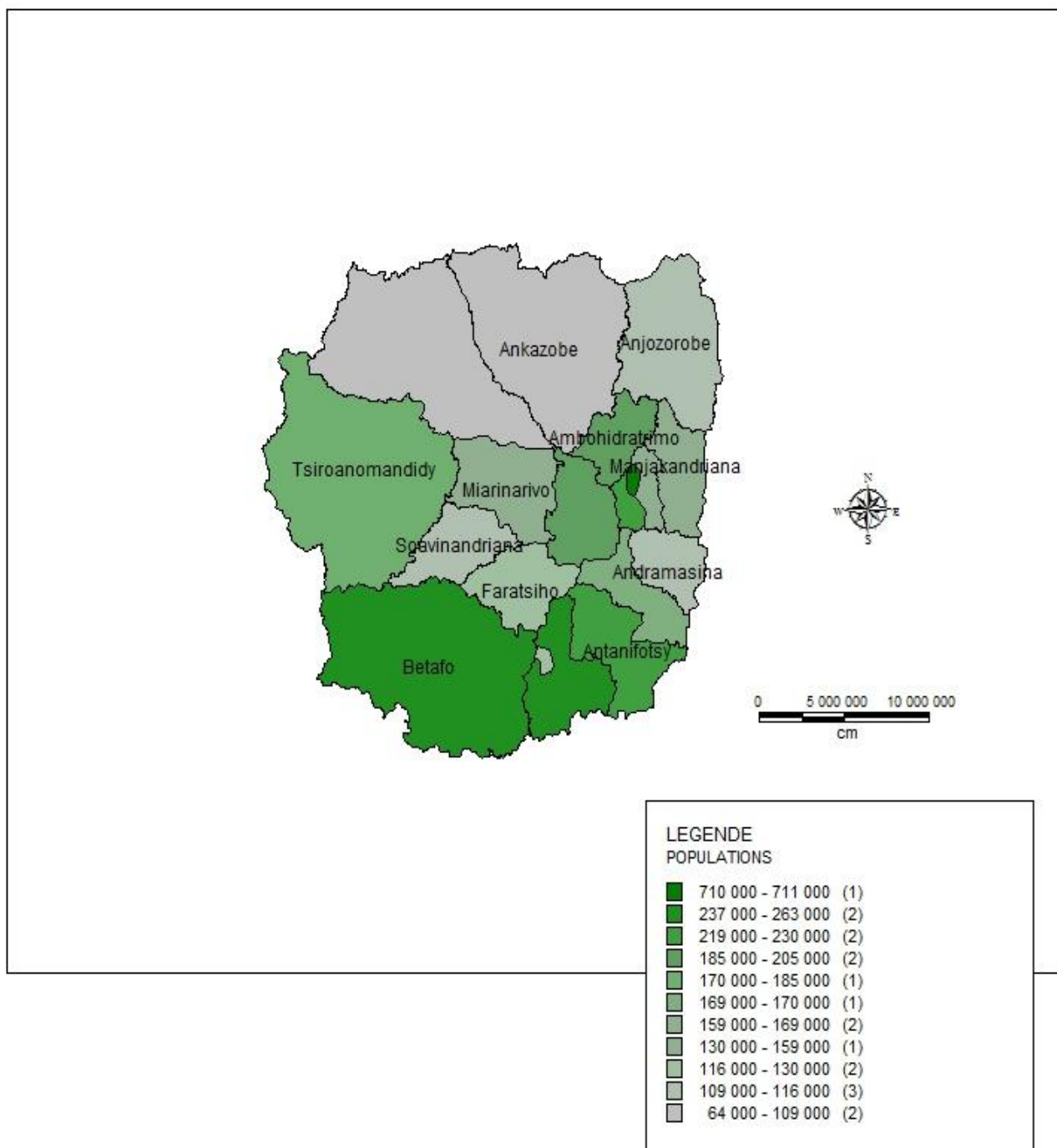


Figure 3 : Répartition de population de chaque district [4].

Les chiffres en parenthèses () de la figure 3 indiquent les nombres des districts de la province d'Antananarivo ayant le même nombre de population. Dans la région Analamanga, la partie Nord est la moins peuplée avec 64 000 à 116 000 habitants et la partie centrale est celle la plus peuplée avec 710 000 à 711 000 habitants. La partie centrale est très peuplée en raison de son développement, son histoire, son emplacement géographique et surtout à cause de l'exode rurale.

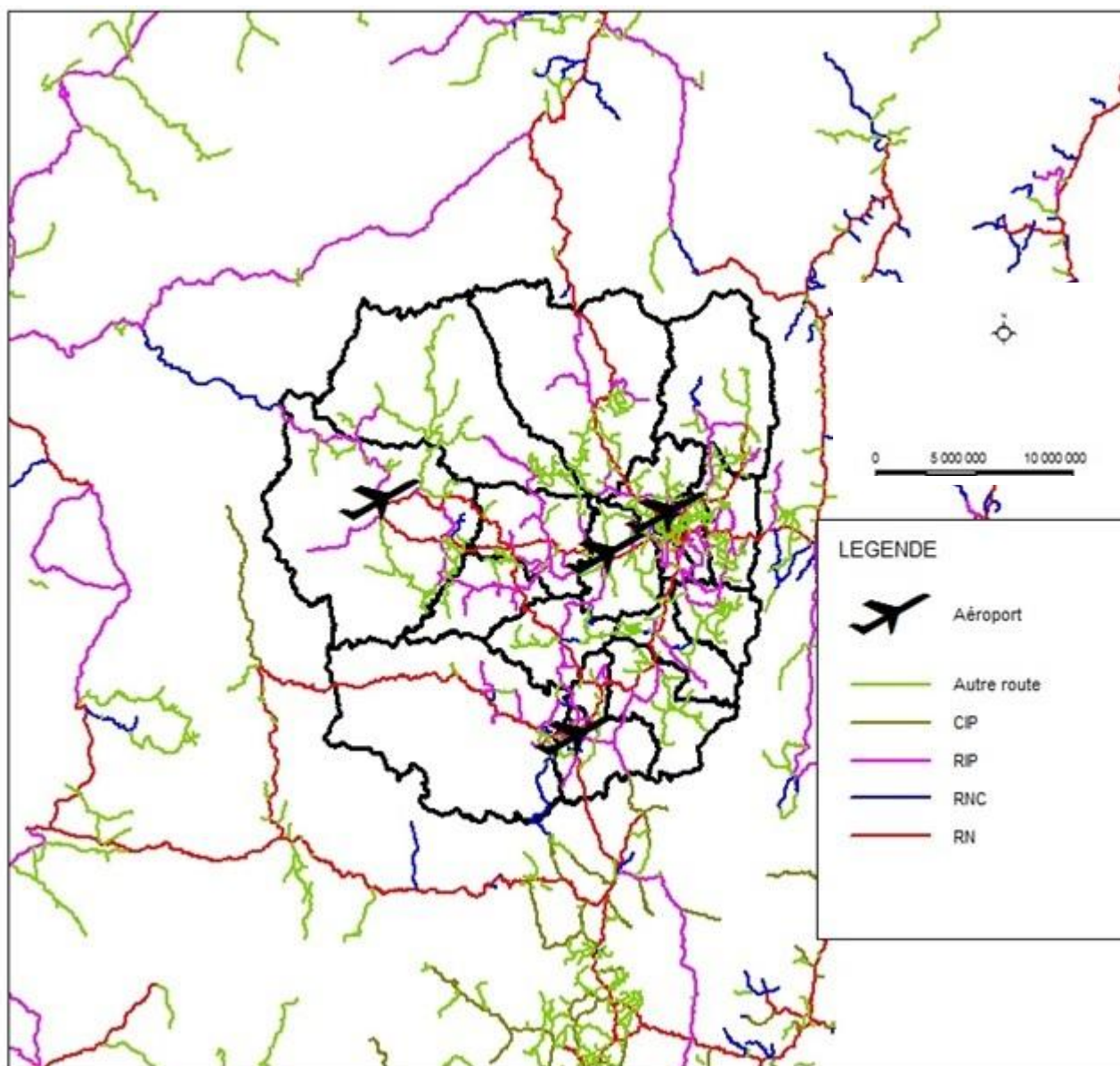


Figure 4 : Accès à chaque district [4]

Au vu de la figure 4, l'accès d'Antananarivo Renivohitra est multiple car elle est la capitale de Madagascar. La région Analamanga présente des grandes potentialités économiques. Elle a le grand aéroport international d'Ivato en plus de ses quatre aéroports secondaires.

I.2. ETUDE CLIMATIQUE

Notre étude climatique est basée sur les données climatiques qui se trouvent dans chaque district. Pour chaque district, nous utilisons les données comme : les températures mensuelles, les températures ambiantes minimale et maximale au cours de l'année, les précipitations, les humidités et les tensions de vapeur saturante.

I.2.1. TEMPERATURE

La température de l'air intervient dans les échanges thermiques par conduction, convection et rayonnement. Elle change tout au long de la journée et au fil des années. Un exemple des fluctuations de températures mensuelles des districts de Manjakandrina, Arivonimamo et Antananarivo Avaradrano est donné par la figure 5.

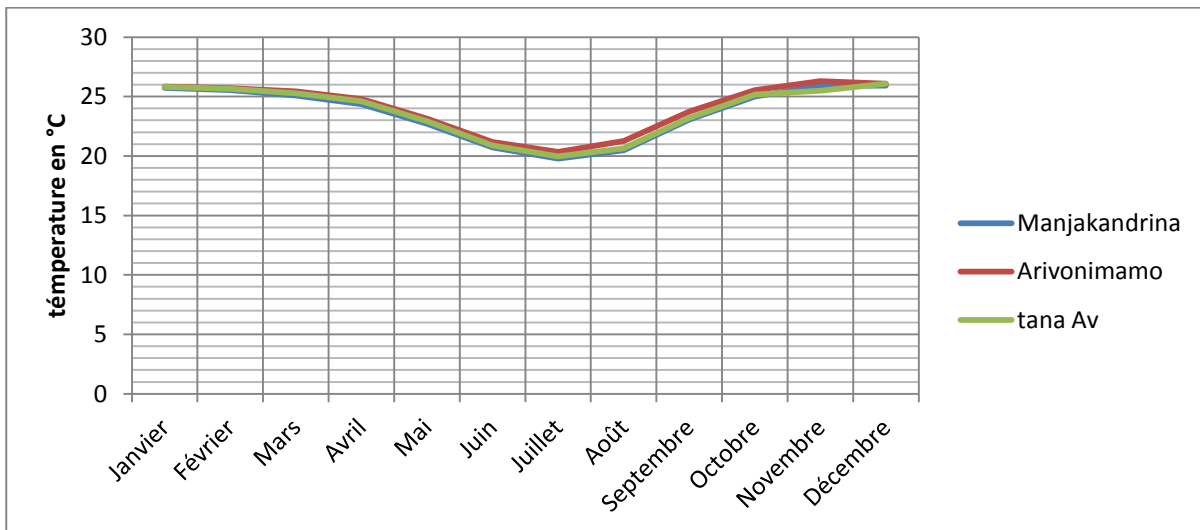


Figure 5 : Variations des températures mensuelles de Manjakandrina, Arivonimamo et Antananarivo Avaradrano.

Cependant, la température observée divise la saison d'Antananarivo en deux parties, l'une saison chaude comprise entre les mois d'Octobre à Avril et l'autre saison fraîche entre les mois de Mai et de Septembre. Pendant la période chaude, la température maximale varie entre le 25 à 28°C. La région de Bongolava, plus précisément le district de Fenoarivo Afovoany, est la région plus chaude par rapport aux autres avec une température maximale de 28°C au mois de Novembre et celle Vakinakaratra, la moins chaude avec la température de 25°C au mois de Novembre pour le district d'Antanifotsy

Durant la saison froide, la température minimale varie de 6 à 11°C. La région Vakinakaratra est la plus froide avec la température de 6°C au mois de Juillet dans le district Antsirabe II.

Les figures 6 à 9 montrent les maximales et les minimales des différents districts pendant les saisons estivale et hivernale.

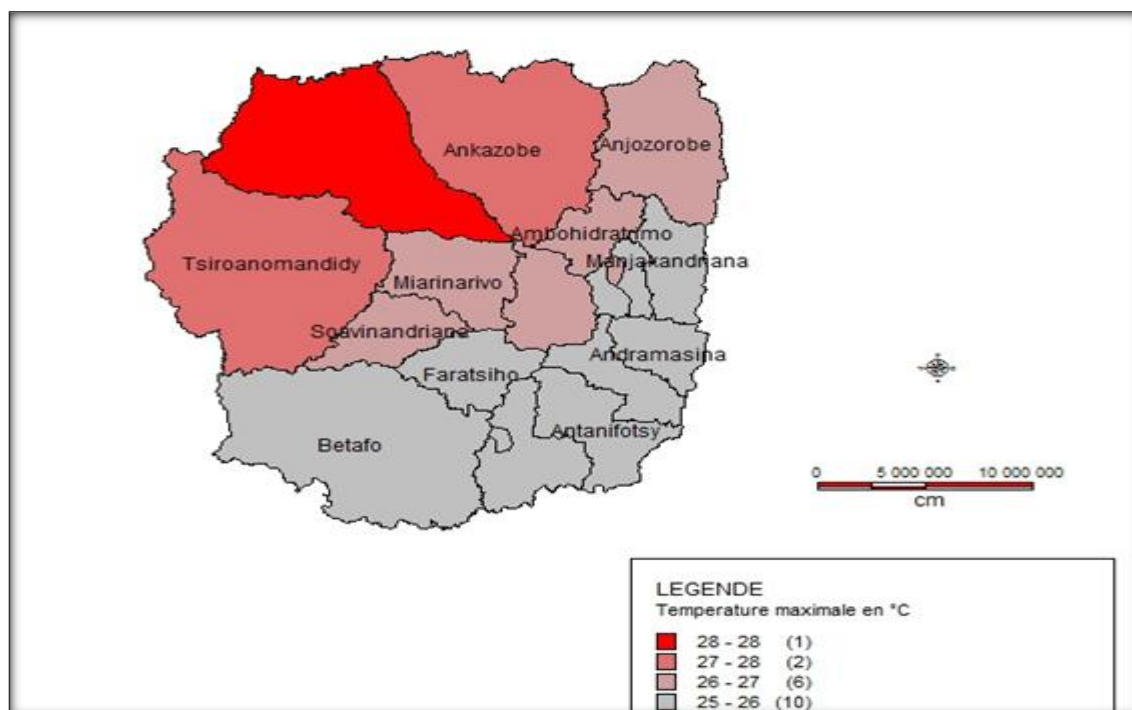


Figure 6 : Température maximale en été. Source des données DGM

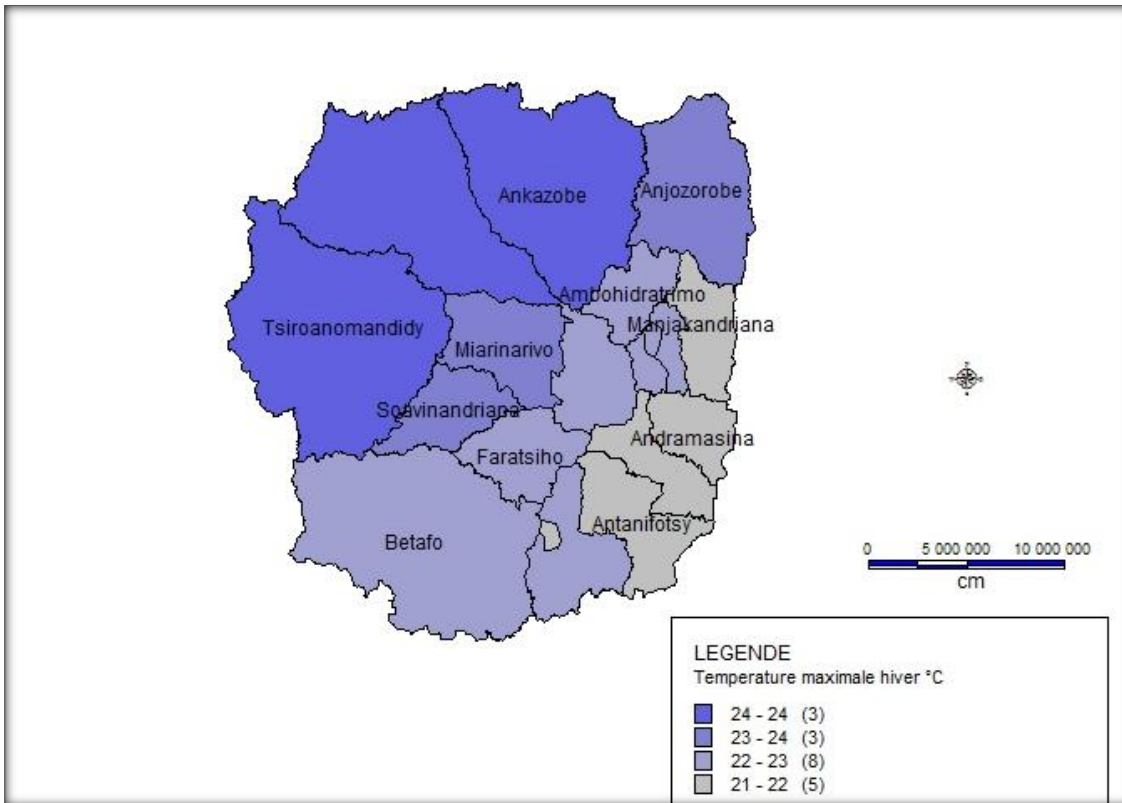


Figure 7 : Température maximale en hiver. Source des données DGM

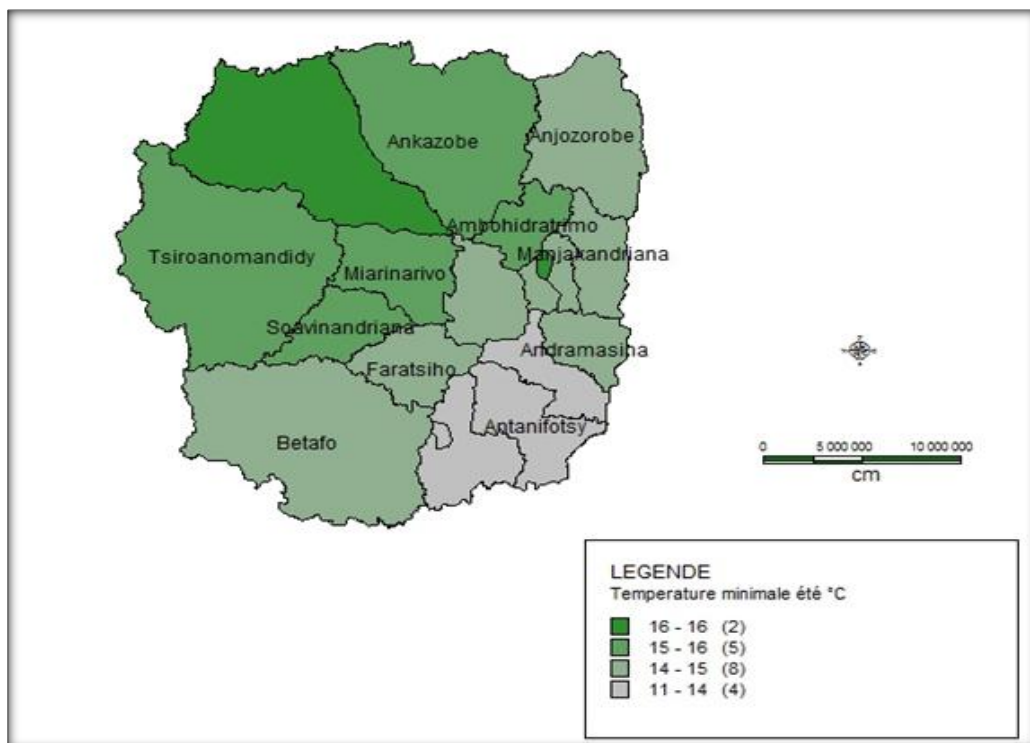


Figure 8 : Température minimale en été. [12]

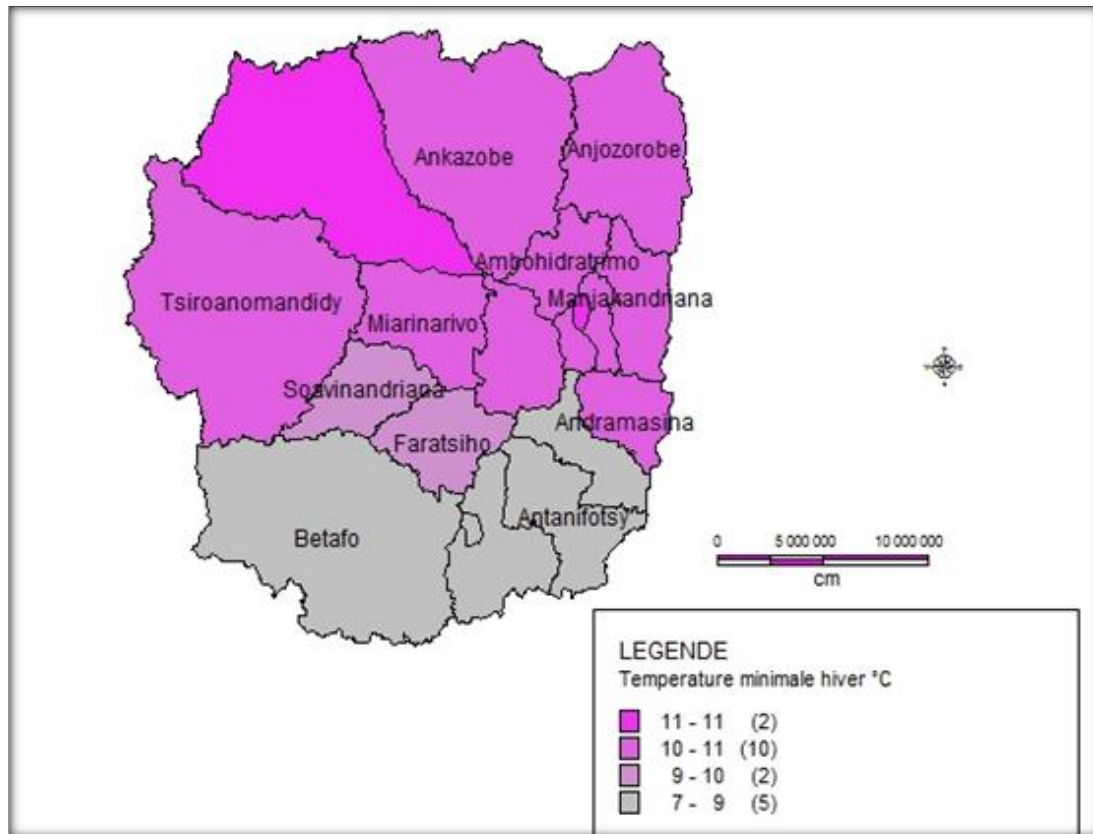


Figure 9 : Température minimale en hiver. [12]

I.2.2 PRECIPITATION

La précipitation indique la saison humide et la saison sèche. Un exemple de courbe de précipitation mensuelle pour les districts de Manjakandrina, Arivonimamo et Antananarivo Avaradrano est présenté sur la figure 10.

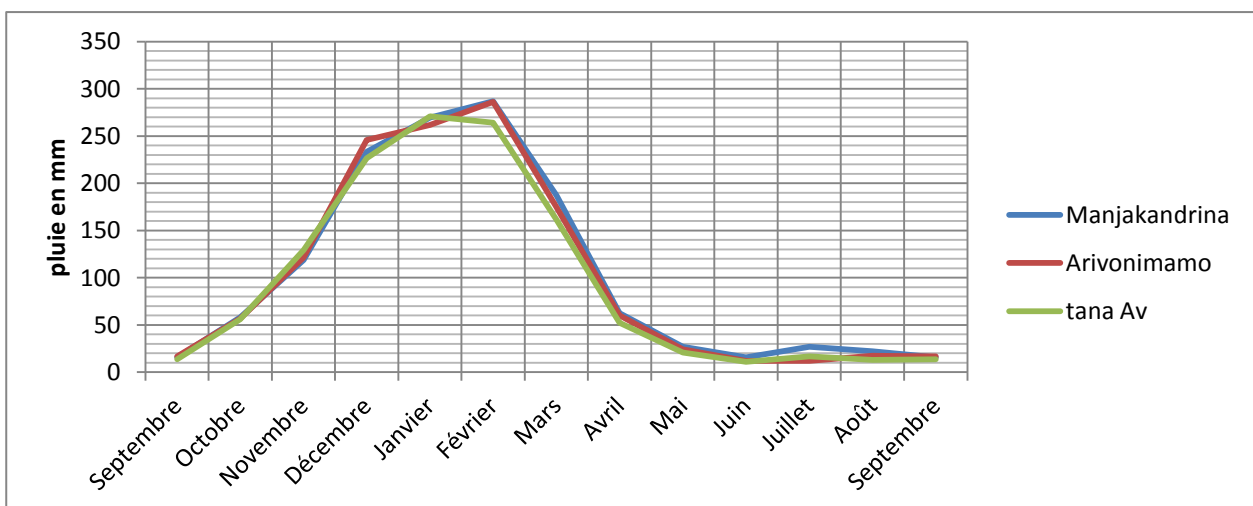


Figure 10 : Variation précipitation mensuelle de Manjakandrina, Arivonimamo et Antananarivo Avaradrano [12]

Suivant la répartition de la précipitation, les deux parties saison humide et saison sèche sont mises en évidence. Ainsi, la précipitation maximale se trouve au mois de Janvier ou au mois de Février suivant

la région. Elle commence à décroître vers le mois d'Avril pour devenir minimale au mois de Juin ou mois de Juillet suivant la région.

1.2.3. HUMIDITE RELATIVE

L'humidité de l'air intervient dans les échanges thermiques dans les voies respiratoires et à la surface de la peau par évaporation. Elle intervient dans le renouvellement de l'air de extérieur à l'intérieur du bâtiment. Un exemple de courbe d'humidité mensuelle pour les districts de Manjakandriana, Arivonimamo et Antananarivo Avaradrano est présenté sur la figure 11.

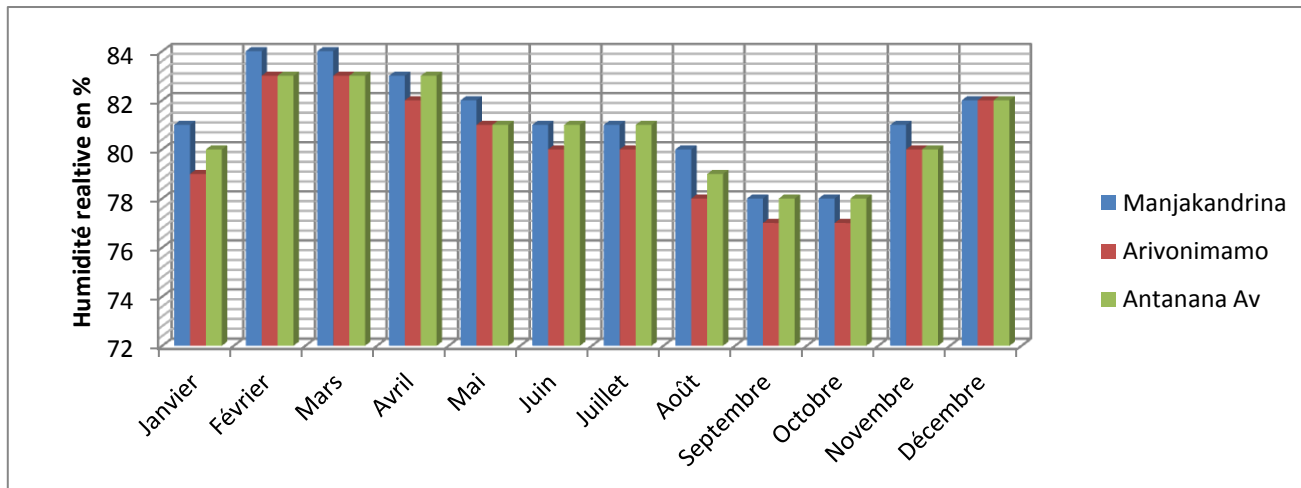


Figure 11 : Humidité relative mensuelle : Manjakandriana, Arivonimamo et Antananarivo Avaradrano [12]

L'humidité relative varie de 77 à 83%. Une forte humidité de 79 à 82% s'observe pendant la saison été et une basse humidité de 76 à 80%, pendant la saison hiver selon la région. En général, elle augmente au mois de Septembre ou mois de Novembre.

Les figures 12 et 13 montrent les répartitions de l'humidité relative par saison dans chaque district.

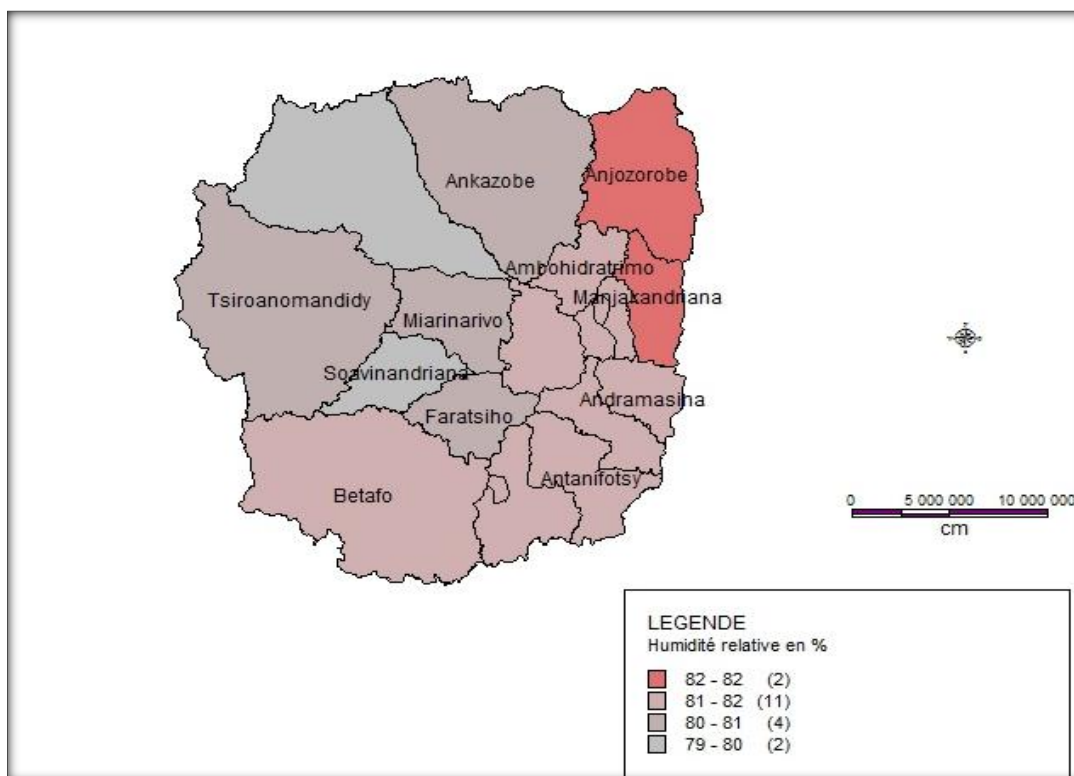


Figure 12 : Humidité relative en été. [12]

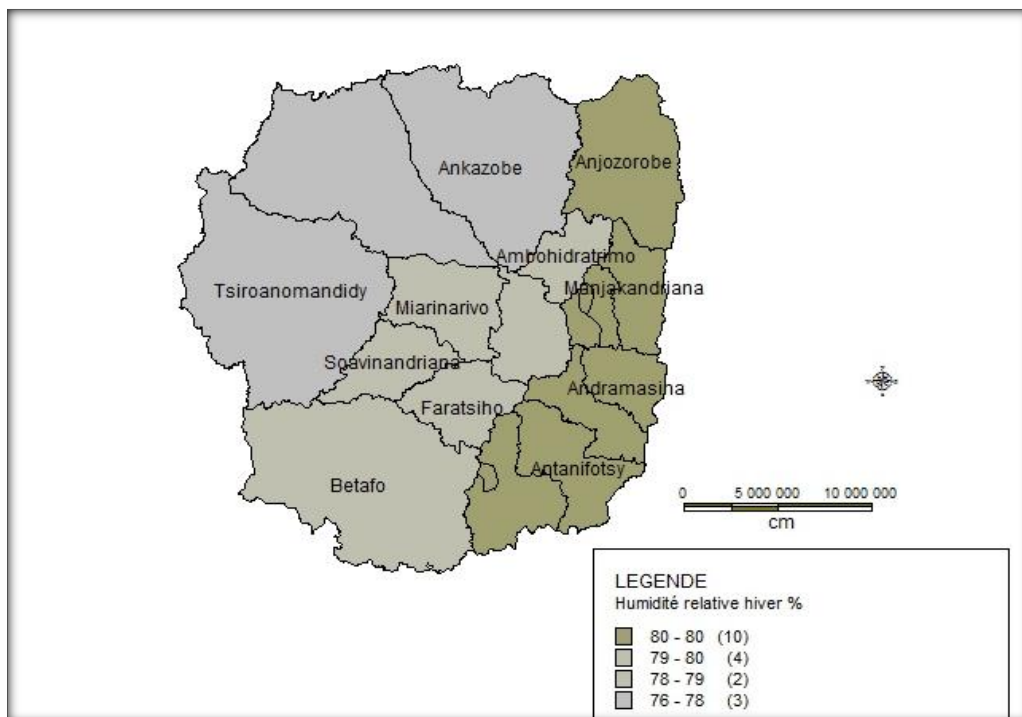


Figure 13 : Humidité relative en Hiver, [12].

I.2.4.VENT

Le vent est dû aux différences de pression. Il intervient aux échanges convectifs et évaporatoires à travers des ouvertures surtout pour la ventilation naturelle. Les figures 14 montrent la direction du vent selon la saison.

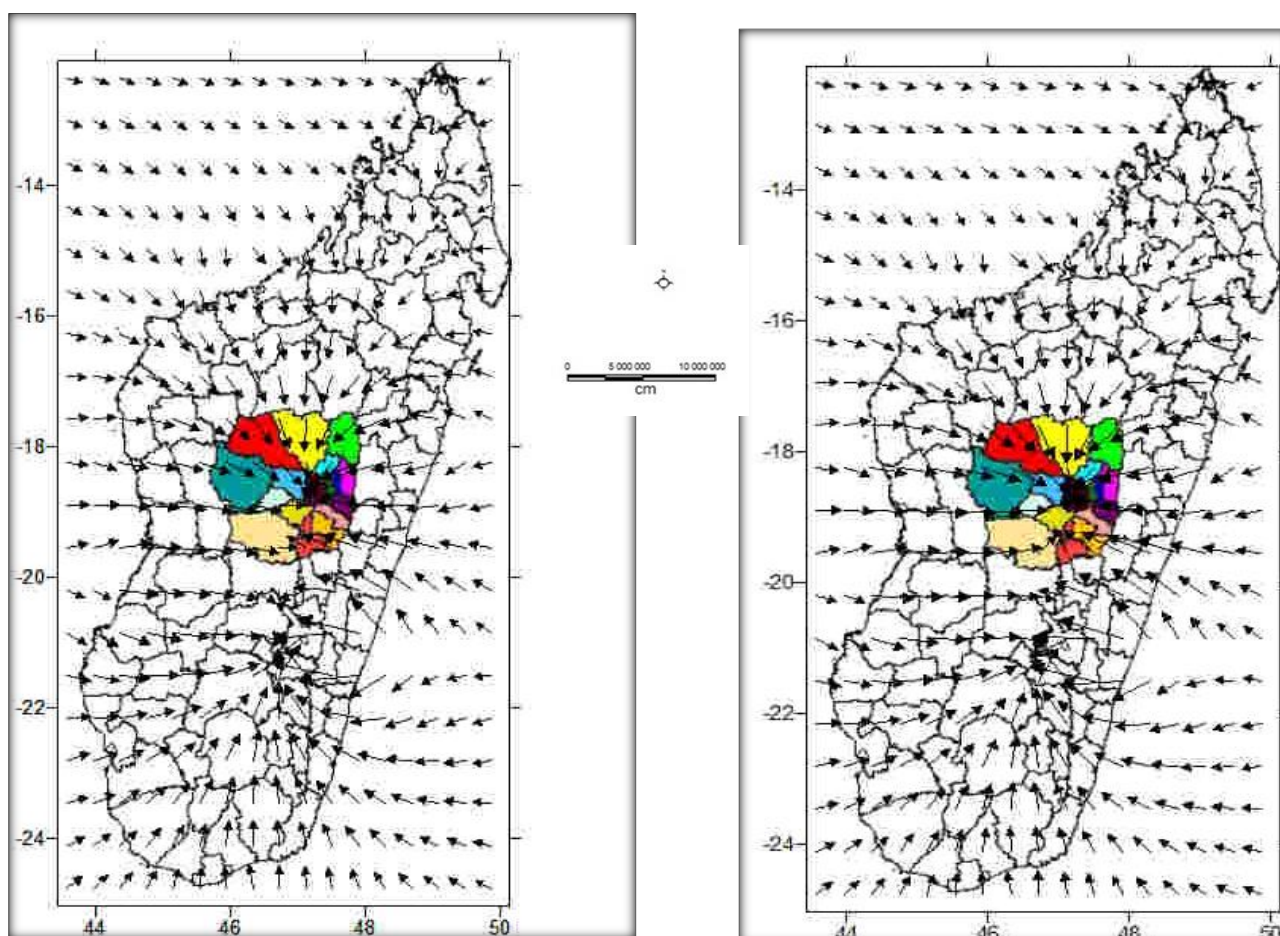


Figure 14 : Directions du vent au mois de Janvier à gauche(saison été) et celle au mois de Juin à droite (saison hiver) [12]

Ainsi, pendant les saisons fraîche et chaude, la direction de vent dominant est la même. Aux alentours d'Ankazobe, d'Anjorobe, Antananarivo, Manjakandrina et Antsirabe, de Tsiroamandidy et Fenoarivo Afovoany, les directions du vent sont respectivement Nord, Nord-Est, Est et Ouest.

Ainsi, au vu des caractéristiques climatiques de la province d'Antananarivo, nous pouvons faire la synthèse suivante, selon les différentes parties :

- OUEST : Climat tropical d'altitude avec cinq à six mois secs et sept à six mois humides dans l'année. Les sols sont composés de sols ferralitiques rouges à la limitrophe occidentale des lithosols.
- CENTRE : Climat tropical d'altitude avec trois à quatre mois secs et neuf à huit mois humides dans l'année. Le centre est composé de sols ferralitiques rouges avec une zone des sols volcaniques autour de lac d'Itasy.

SUD EST : Climat tropical d'altitude avec trois à quatre mois secs et neuf à huit mois humides dans l'année. Particulièrement, un climat de type haut montagne dans les régions des massifs de l'Ankaratra est observé. La zone Sud Est est composée des sols ferralitiques rouges et jaunes avec des sols volcaniques au Sud des massifs de l'Ankaratra et des lithosols au Sud Est.

- EST : Climat tropical avec trois à quatre mois secs et neuf à huit mois humides dans l'année. L'Est est composé des sols ferralitiques rouges et jaunes avec des lithosols au centre Ouest.

I.2.5 HUMIDEX OU INDICE DE CONFORT

L'indice de confort ou l'humidex H est un indice élaboré à partir de la combinaison de l'humidité et de la température. Il permet d'évaluer l'intensité des conditions météorologiques supportée par les gens . Son calcul est assez compliqué avec la formule mais la relation suivante peut être utilisée :

$$H = T + h \quad (1)$$

Si :

H : indice du confort sans dimension

T : la température relevée sous abri normalisé (°C),

h : l'humidité relative telle que $h = 0.55*(e-10)$,

e : la tension de vapeur saturante telle que :

$$e = 6.11 * \exp(5417.7530 * ((1/273.16) - (1/Td))) \quad (2)$$

Où Td indique la température du point de rosée (°C).

A partir de l'humidex qui indique la relation entre la température de l'air et l'humidité relative, nous déterminons la sensation de confort selon sa valeur variable comme suit :

- Entre 20 et 29 : faible risque de malaise ; sensation agréable,
- Entre 30 et 39 : risque moyen de malaise,
- Entre 40 et 45 : risque fort de malaise,
- Au delà de 46 : risque maximal de malaise.

D'après cette notion, nous avons fait une détermination du degré de confort à partir de la relation entre l'humidité relative et la température de l'air, puis nous apportons les valeurs obtenues dans les bases des données du logiciel SIG pour avoir réalisé des cartes avec les valeurs. Cette relation est illustrée dans la figure 16 indiquant l'indice de confort. L'indice de confort annuel est présenté par les figures 16 à 21.

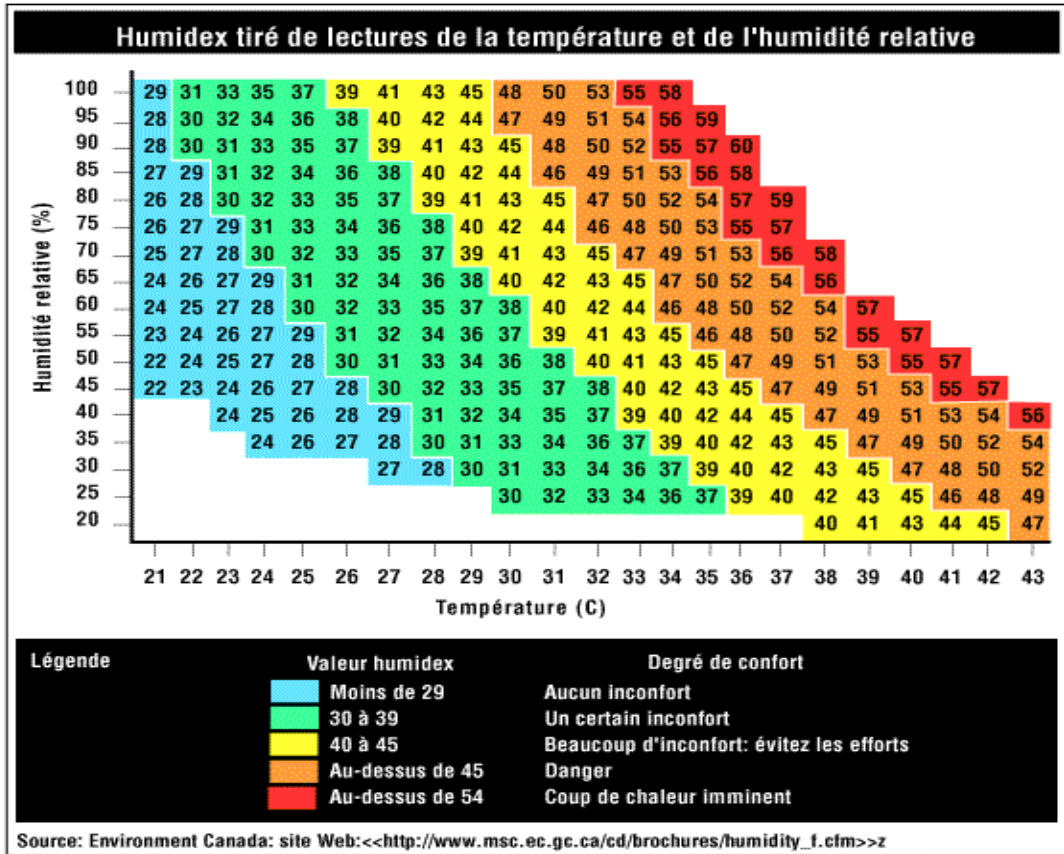


Figure 15 : Présentation d'indice de confort

Mois : Janvier

Mois : Février

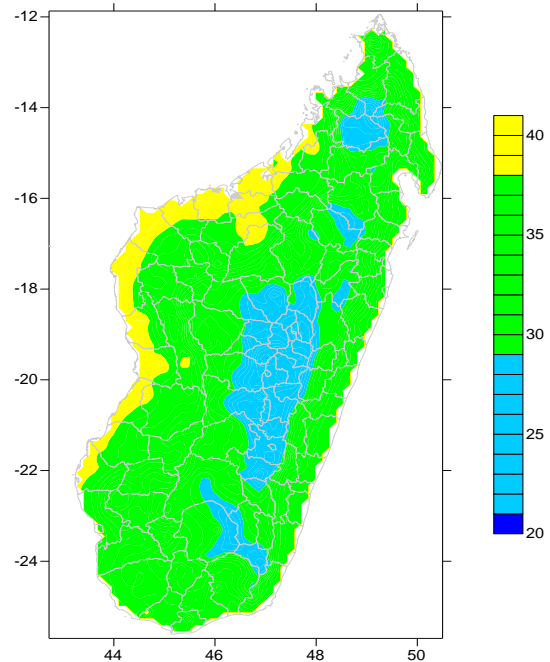
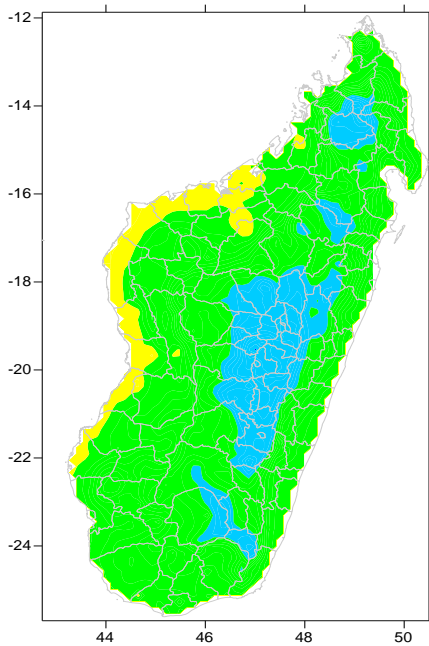


Figure 16 : Indice de confort des mois de Janvier et Février.

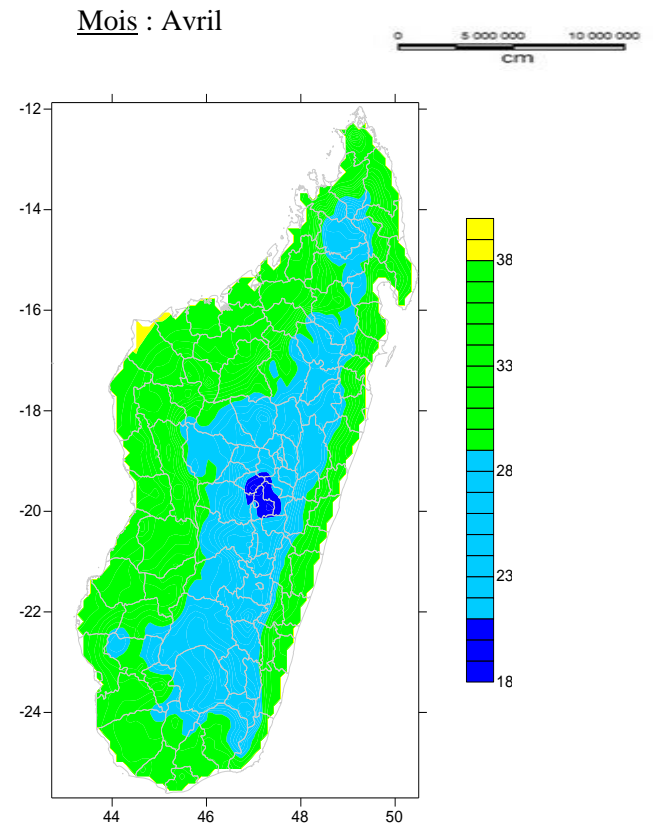
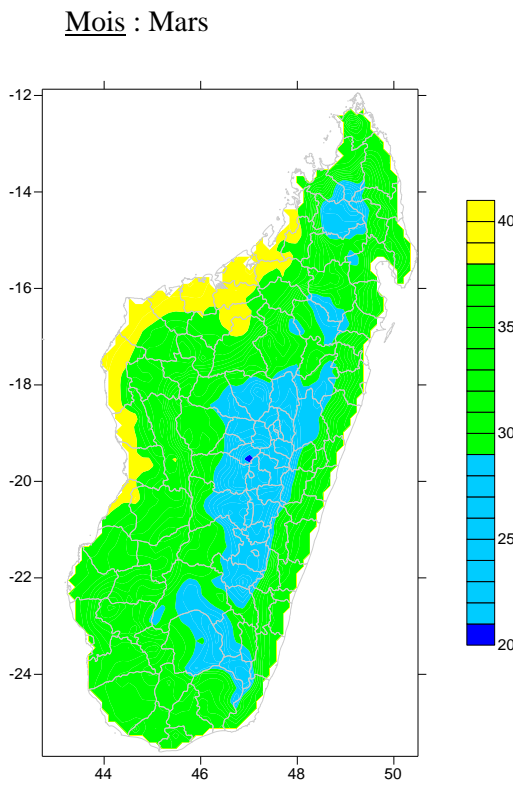


Figure 17 : Indice de confort des mois de Mars et Avril.

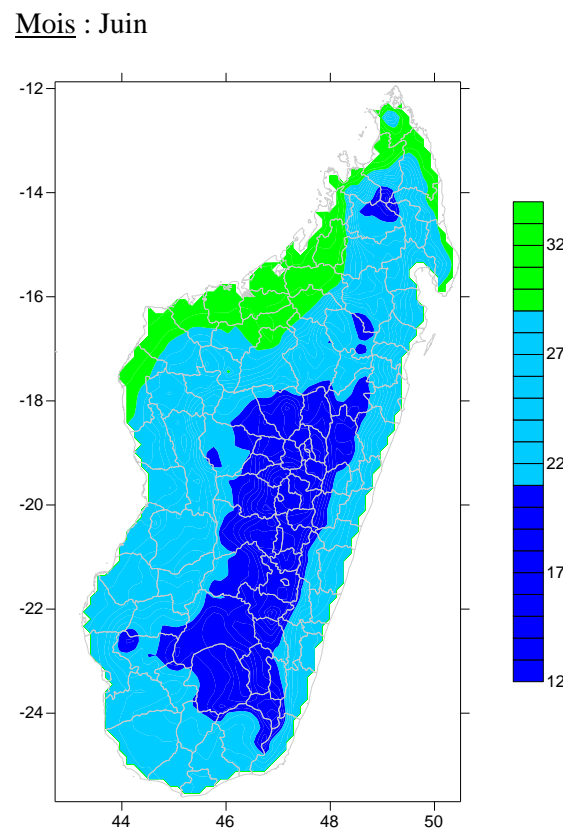
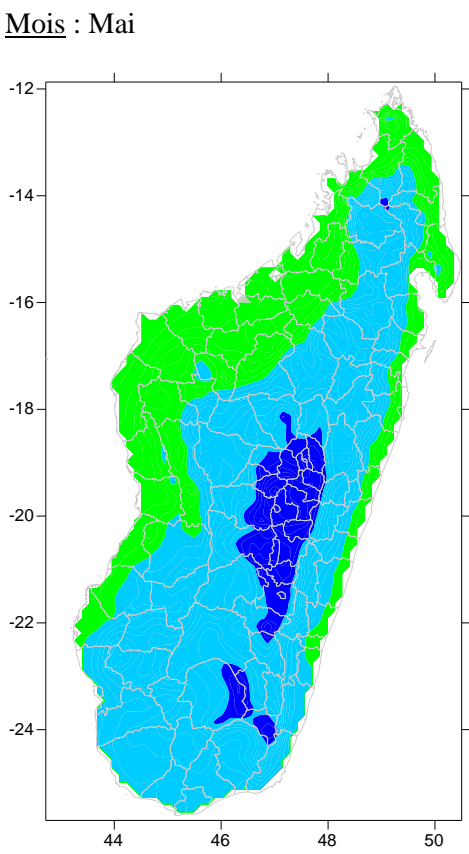
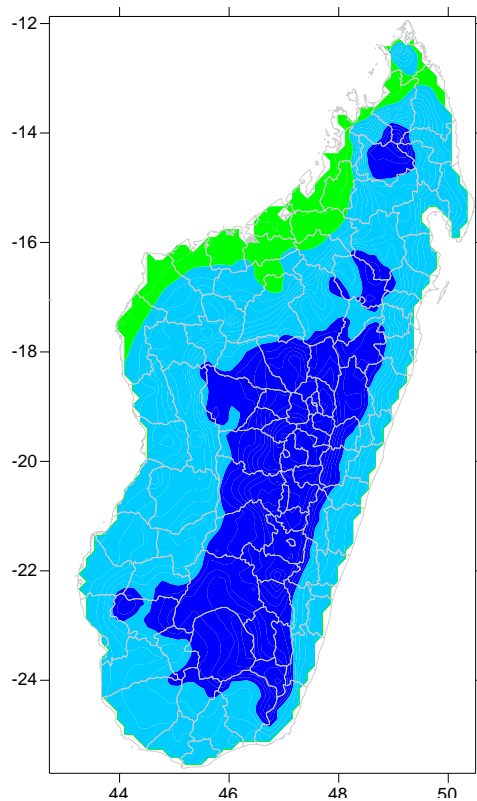


Figure 18 : Indice de confort des mois de Mai et Juin.



Mois : Juillet



Mois : Août

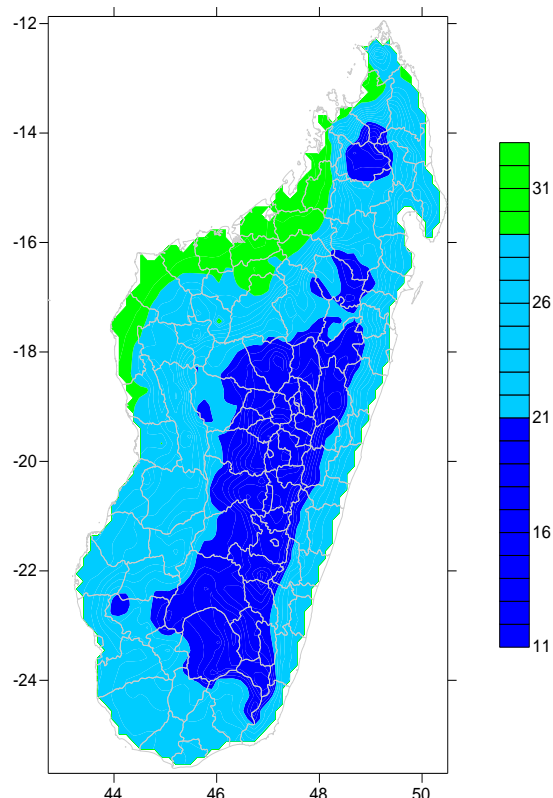
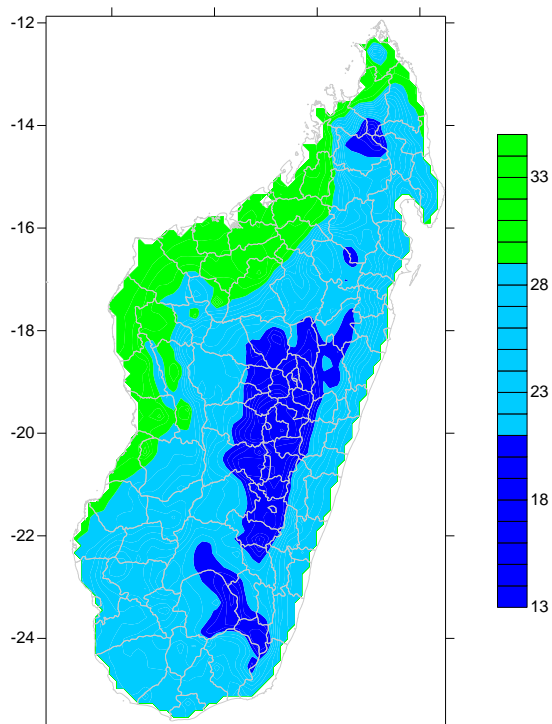


Figure 19 : Indice de confort des mois de Juillet et Aout.

Mois : Septembre



Mois : Octobre

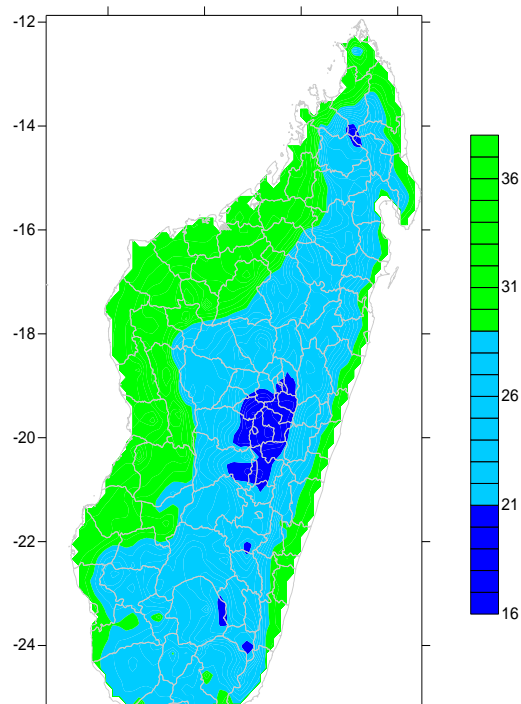
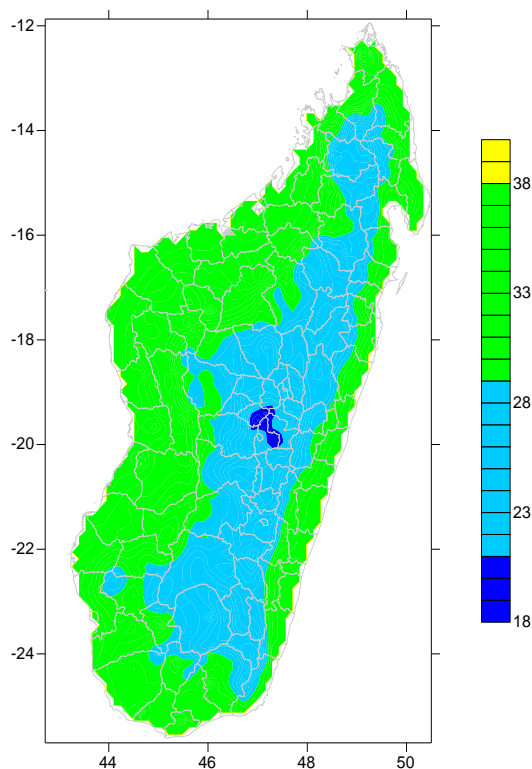


Figure 20 : Indice de confort des mois de Septembre et Octobre.

Mois : Novembre



Mois : Décembre

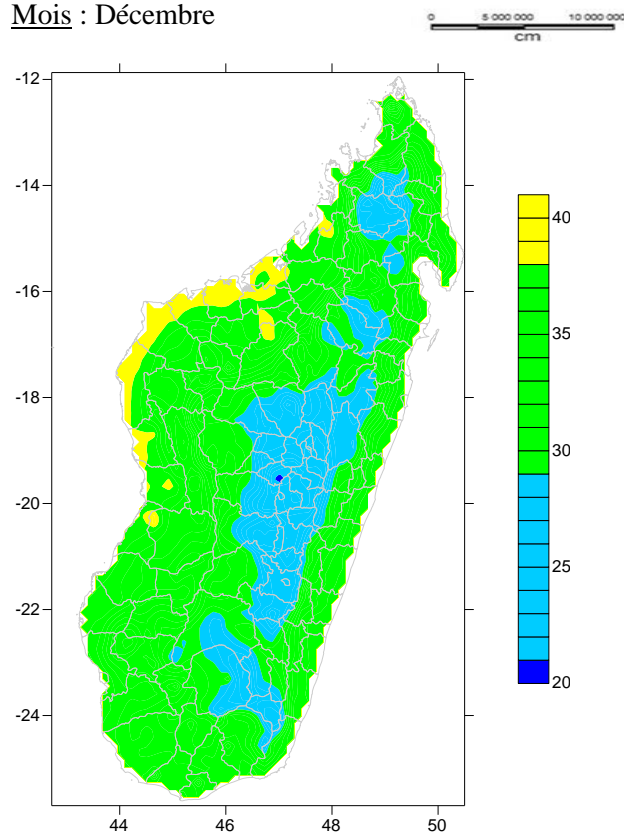


Figure 21 : Indice de confort des mois de Novembre et Décembre

Aux mois de janvier, février et mars, les Hautes Terres se trouvent dans l'état de confort et les parties Ouest (Sud Ouest, Ouest et Nord-Ouest) se trouvent dans l'état inconfort chaud.

Pendant le mois d'avril, seule la partie Sud des Hautes Terres (région Vakinankaratra) se trouve dans l'état d'inconfort froid et le reste des hautes terres est dans l'état de confort.

Pendant les mois de mai, juin, juillet, août et septembre, les Hautes Terres baignent dans l'état inconfort froid.

Aux mois d'octobre, novembre et décembre, son évolution vers l'état confort est progressive pour bénéficier totalement le confort à la fin de cette période.

I.3. TABLEAUX DE MAHONEY

Les tableaux de Mahoney présentent des séries de tableaux de référence d'architecture utilisés pour concevoir des bâtiments confortables, adaptés aux conditions climatiques locales. Ces tableaux sont formés d'une suite de six tableaux. Quatre tableaux parmi eux sont utilisés pour faire entrer les données climatiques :

- Premier tableau de température : moyennes mensuelles maximales, moyennes mensuelles minimales, AMT et AMR. Ces données nous permettent de savoir les limites de confort.
- Deuxième tableau d'humidité, précipitation et vitesse de vent : ce tableau permet de connaître le groupe d'humidité.
- Troisième tableau de comparaison des limites de confort et du climat : il permet de savoir les stress du jour et les stress de nuit de l'occupant.
- Quatrième tableau d'indicateur : l'humidité et l'aridité sont classées pour chaque mois à partir de la combinaison des tableaux précédents.

Les deux autres tableaux de Mahoney montrent les recommandations architecturales pour faire respecter les forme, orientation, position, exposition, ouvertures et dimensions des bâtiments et les surfaces extérieures (voir tableau 1).

Tableau 1 : Séries des tableaux de Mahoney pour région Analamanga .

Température en °C	Janv	Fev	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Aout	Sept	Oct	Nov	Déc
Moy mens max	25,7	25,9	25,4	24,8	22,9	20,9	20,2	20,6	23	25,2	26	25,8
Moy mens min	16,6	16,9	16,3	15,2	12,9	10,8	10,3	10,3	11,3	13,4	15,1	16,3
Moyenne Mensuelle	21,15	21,4	20,85	20	17,9	15,85	15,25	15,45	17,15	19,3	20,55	21,05
Ecart mensuel	9,1	9	9,1	9,6	10	10,1	9,9	10,3	11,7	11,8	10,9	9,5
	TMAX	25,9	AMT	18,1								
	TMIN	10,3	AMR	15,6								

Humidité Relative	Janv	Fev	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Aout	Sept	Oct	Nov	Déc
Humidité Relative Moy	81	81	81	79	78	78	78	76	72	71	76	79
Groupe Humidité	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4

Précipitations et Vents	Janv	Fev	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Aout	Sept	Oct	Nov	Déc
Précipitations (mm)	270,4	256,2	183,1	50,5	20,1	7,2	11,1	15	9,5	66,6	170,8	304,1
Vitesse des vents (m/s)	1,66	1,66	1,66	1,38	1,38	1,66	1,66	1,94	1,94	1,94	1,66	1,66

Analyse de température en °C :

Diagnostics de Température en °C	Janv	Fev	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Aout	Sept	Oct	Nov	Déc
Groupe d'humidité	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Temp Moy mens Max	25,7	25,9	25,4	24,8	22,9	20,9	20,2	20,6	23	25,2	26	25,8
Confort du jour/ T°max	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Confort du jour/ T°min	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Stress du jour	Chaud	Chaud	Chaud	Confort	Confort	Confort	Confort	Confort	Confort	Confort	Chaud	Chaud
T° Moy Men Min	16,6	16,9	16,3	15,2	12,9	10,8	10,3	10,3	11,3	13,4	15,1	16,3
Confort du Nuit/ T°max	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Confort du Nuit/ T°min	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14
Stress de nuit	Confort	Confort	Confort	Confort	Froid	Froid	Froid	Froid	Froid	Froid	Confort	Confort

Indicateurs :

Indicateurs	Janv	Fev	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Aout	Sept	Oct	Nov	Déc	Total
Humidité													
H1													2
H2													7
H3													3
Aride													
A1													0
A2													0
A3													0

Recommandations spécifiques :

Indicateur Total					
H1	H2	H3	A1	A2	A3
2	7	3	0	0	0

Plan de Masse							
			0 à 10			1	Bâtiment orienté Nord-Sud (le long de l'axe Est-Ouest)
			11 à 12		5 à 12		
					0 à 4	2	Plan compact avec cour intérieure

Espace entre bâtiment							
11 à 12						3	Grand espacement entre les bâtiments
2 à 10						4	Idem avec protection contre le vent
0 à 1						5	Plan compact

Circulation d'air							
3 à 12						6	Circulation d'air permanent
1 à 2			0 à 5				
			6 à 12			7	Circulation d'air intermittente
0	2 à 12					8	Circulation d'air inutile
	0 à 1						

Ouvertures							
			0 à 1	0		9	Larges ouvertures des façades Nord et Sud (40 - 80%)
			11 à 12	0 à 1		10	Petites ouvertures (10 - 20%)
N'importe qu'elle autres conditions						11	Moyennes ouvertures (20 - 40%)

						Murs	
			0 à 2				12
			3 à 12				13

						Toiture ure ures	
			0 à 5				14
			6 à 12				15

						Dormir à l'extérieur	
				2 à 12			16

						Protection contre la pluie	
		3 à 12					17

Recommandations en détails :

Indicateur Total							
H1	H2	H3	A1	A2	A3		
2	7	3	0	0	0		
						Dimensions des ouvertures	
			0 à 1		0		1
					1 à 12		2
			2 à 5				
			6 à 10				3
			11 à 12		0 à 3		4
					4 à 12		5

Position des ouvertures							
3 à 12						6	Ouverture au Nord et au Sud
1 à 2			0 à 5			7	Ouverture au Nord et au Sud. Avec des ouvertures pour les murs intérieurs
			6 à 12				
0	2 à 12						

Protection des fenêtres							
				0 à 2		8	Exclure les apports directs
		2 à 12				9	Créer des protections contre la pluie

Murs et planchers							
			0 à 2			10	Murs légers de faible capacité thermique
			3 à 12			11	Murs lourds, déphasage au-delà de 8h

Toiture ure ures							
10 à 12			0 à 2			12	Toiture légère
			3 à 12			13	Toiture légère avec isolant
0 à 9			0 à 5			14	Toiture lourde, déphasage au-delà de 8h
			6 à 12				

Traitement des surfaces extérieures							
				1 à 12		15	Espaces extérieures nécessaires pour dormir
		1 à 12				16	Drainage adéquat des eaux pluviales

D'après ces multiples tableaux, nous résumons les recommandations architecturales suivantes :

- Recommandations spécifiques
 - Concevoir des bâtiments compacts avec cour intérieure et orientation vers Nord-Sud pour éviter l'exposition des façades Ouest et Est au rayonnement dont il est difficile à protéger.
 - A propos de l'espacement entre divers bâtiments, il faut se protéger contre le vent.
 - Pendant la saison chaude, il est préférable de favoriser le mouvement d'air pour éviter l'humidité.
 - Construire des larges ouvertures de 40 à 80% pour les façades Nord et Sud.
 - Il est préférable de concevoir des protections contre la pluie.
- Recommandations en détails :
 - Faire exclure les apports directs.
 - Utiliser des murs légers à faible capacité thermique.
 - Utiliser des toitures légères avec isolation.
 - Restaurer les systèmes de drainage pour évacuer les eaux des pluies pour les surfaces extérieures.

I.4. DIAGRAMME BIOCLIMATIQUE :

Pour établir le diagramme bioclimatique, il faut définir les zones suivantes :

- Zone de confort : cette zone est définie par son point neutre T_n qui est déterminé par l'intersection de la température neutre et de l'humidité relative portée à 50%. Elle est délimitée par quatre points de températures humides d'expression générale :

$$T_n = 17,6 + (0,31 * T_m) \quad (3)$$

Où

$$T_m = \sum t_m / 12 \quad (4)$$

Ainsi, les points 1, 2, 3 et 4 qui délimitent la zone de confort sont données par les relations :

$$\begin{aligned} T_1 &= T_n + (Ahn - 12) * 0.025 * (T_n - 14) - 2 \\ T_2 &= T_1 + 4 \\ T_3 &= T_1 + 0.2 * (T_1 - 14) \\ T_4 &= T_2 + 0.2 * (T_2 - 14) \end{aligned} \quad (5)$$

Si Ahn : l'humidité absolue du point de neutralité en $\left[\frac{kg \text{ d'eau}}{kg \text{ d'air sec}} \right]$ exprimée par :

$$Ahn = e * x_{sat} \quad (6)$$

Où

x_{sat} : l'humidité absolue de l'air saturé en $\left[\frac{kg \text{ d'eau}}{kg \text{ d'air sec}} \right]$.

$$x_{sat} = 0.62 * p_{sat} / (p_m - p_{sat}) \quad (7)$$

Avec :

$p_{sat}(T_n)$: la pression de saturation de l'air à la température T_n .

$$\begin{aligned} p_{sat}(T_n) [hPa] &= 1013,25 * 10^{\left(17,443 - \left(\frac{2795}{273+T_n}\right) - 3,868 * \log_{10}(273+T_n)\right)} \\ p_{sat}(T_n) &= 29,39[hPa] \end{aligned} \quad (8)$$

Et :

$$p_m = 1013,25[hPa]$$

Les points 1 et 2 sont portés à la ligne d'humidité absolue de 12g/kg et les points 3, 4, à la ligne d'humidité absolue 4g/kg.

- Zone de contrôle potentiel pour les périodes froides : C'est la zone de chauffage passif. Elle est délimitée par le point 5 porté à la courbe de saturation de 100% :

$$T_5 = T_n + 0,36 - 0,0025 * H_v \quad (9)$$

(H_v représente la moyenne journalière totale d'irradiations solaires en Wh/m^2 d'une surface verticale sud pour le mois le plus froid).

- Zone d'effet de masse : La détermination de la variation maximale de la température pour le mois le plus chaud (Mars) dT_m permet d'obtenir le premier point de cette zone.

$$dT_m = T_{max} - T_{min} \quad (10)$$

Les points qui délimitent cette zone sont telles que :

$$\begin{aligned} T_6 &= T_2 + 0,5 (dT_m) \\ T_7 &= T_6 + 0,05 (T_6 - 14) \\ T_8 &= T_6 + 0,2 * (T_6 - 14) \end{aligned} \quad (11)$$

Les points 6, 7 et 8 sont de valeur respectives 14 g/kg ,12 g/kg et 4 g/kg . La limite d'humidité la plus élevée correspond à la courbe d'humidité relative du premier point de la zone de confort.

- Zone d'effet de masse avec ventilation nocturne : La zone d'effet de masse avec ventilation nocturne est délimitée par les 3 points définis par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} T_9 &= T_2 + 0,8 * (dT_m) \\ T_{10} &= T_9 - 0,05 * (T_9 - 14) \\ T_{11} &= T_9 - 0,05 * (T_9 - 14) \end{aligned} \quad (12)$$

Le point 9 appartient à la ligne 14g/kg d'humidité absolue ;

Le point 10 appartient à la ligne 12g/kg d'humidité absolue ;

Le point 11 appartient à la ligne 4g/kg d'humidité absolue.

- Zone de ventilation naturelle-mouvement d'air sur la surface de peau : La zone de ventilation naturelle-mouvement d'air sur la surface de la peau est délimitée par les 4 points suivants :
 - Pour une vitesse de vent avoisinante de 1m/s, on a les 2 premiers points 12 et 13 suivants :

$$\begin{aligned} T_{12} &= T_2 + 5 \\ T_{13} &= T_{12} + 0,1 * (T_{12} - 14) \end{aligned} \quad (13)$$

- Pour une vitesse de vent proche 1,5[m/s], on a les points :

$$\begin{aligned} T_{12} &= T_2 + 6,5 \\ T_{13} &= T_{12} + 0,1 (T_{12} - 14) \end{aligned} \quad (14)$$

Les autres points sont donnés par les relations suivantes :

$$\begin{aligned} T_{14} &= T_1 \\ T_{15} &= T_{12} - 0,18 (T_{12} - 14) \end{aligned} \quad (15)$$

Le point 12 est porté par la ligne d'humidité absolue 12g/kg. Quant au point 13, il appartient à la droite 4g/kg d'humidité absolue. Les points 14 et 15 sont portés par la courbe 90 % d'humidité relative.

- Zone de refroidissement évaporatif direct : Cette zone est délimitée par un seul point :

$$T_{16} = T_n + 12 \quad (16)$$

Les limites supérieures et inférieures de cette zone sont tracées à partir des lignes de températures humides des deuxième et troisième points de la zone de confort.

- Zone de refroidissement évaporatif indirect : La zone de refroidissement évaporatif indirect est limitée par un seul point. Ce point est porté par la ligne 14g/kg d'humidité absolue 14g/kg.

$$T_{17} = T_n + 15 \quad (17)$$

Le diagramme bioclimatique ainsi obtenu est présenté sur la figure 22.

Diagramme bioclimatique de la ville d'Antananarivo

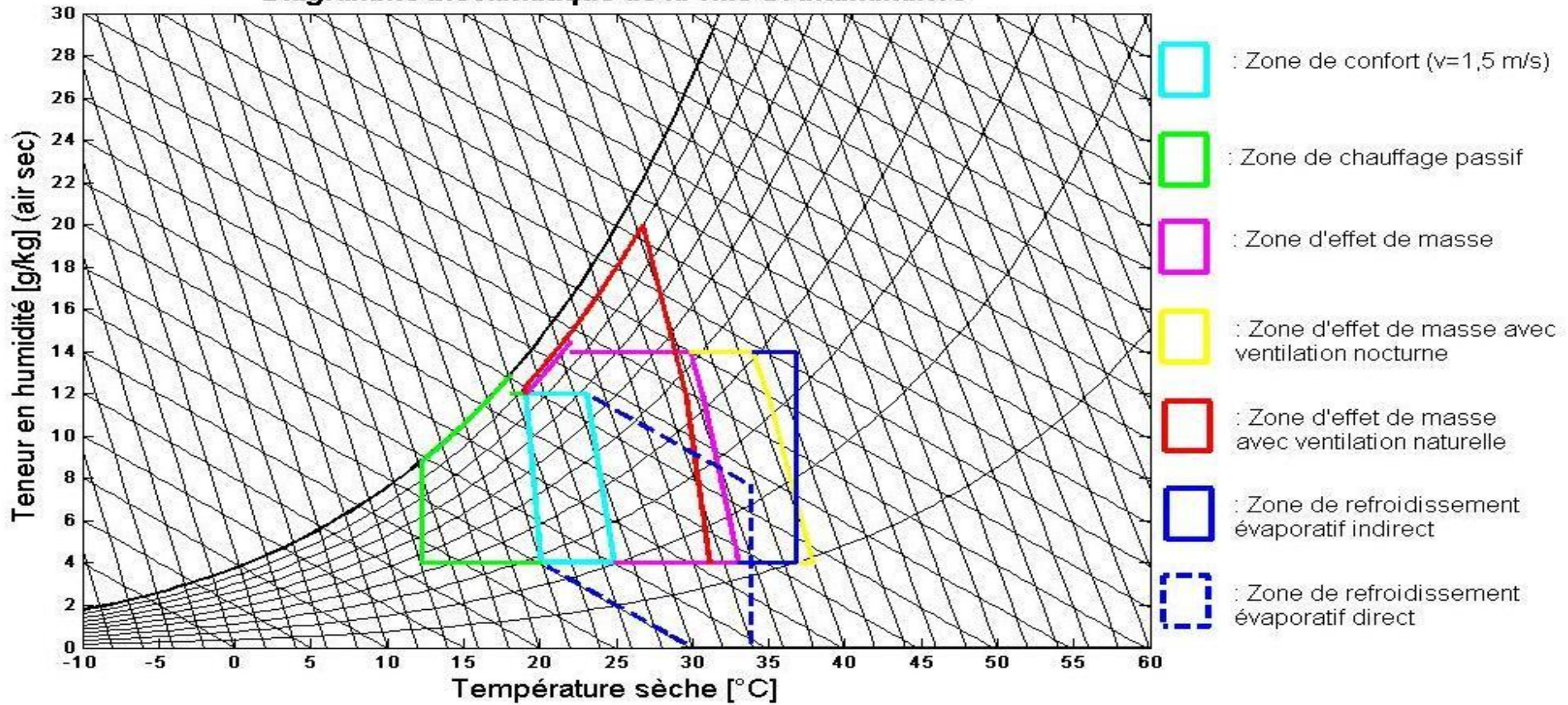


Figure 22 : Diagramme bioclimatique d'Antananarivo

Pour obtenir un confort hygrothermique, les températures de l'air ambiant dans les locaux doivent être comprises entre 19,5°C et 24,8°C, et l'air ambiant doit avoir un taux d'humidité relative compris entre 30 à 80%.

La zone de contrôle potentiel pour la saison froide, dans laquelle le chauffage passif est nécessaire, est délimitée par la température 12.3°C et est portée à la courbe de saturation = 100 % .

La zone de contrôle potentiel pour les périodes chaudes est subdivisée en 5 zones :

- La zone d'effet de masse est délimitée par les points de coordonnées respectives (29,85 ; 14), (30,64 ; 12), (33,02 ; 4) sur le diagramme de la figure 23. La limite d'humidité la plus élevée correspond à la courbe d'humidité relative du premier point de la zone de confort.
- La zone d'effet de masse avec ventilation nocturne est délimitée par les points de coordonnées respectives (33,93 ; 14), (34,92 ; 12), (37,91 ; 4) sur ce diagramme.
- La zone d'effet de masse avec ventilation naturelle est délimitée par 4 points : les 2 premiers points sont définis par (29,55 ; 12), (31,10 ; 4) ; les 2 autres points sont portés par la courbe d'humidité relative 90% dont les températures sont respectivement égales à 19,05°C et 26,75°C.
- La zone de refroidissement évaporatif direct est délimitée par un seul point 33,79°C. Les limites supérieures et inférieures de cette zone sont tracées à partir des lignes de températures humides des deuxième et troisième points de la zone de confort.
- La zone de refroidissement évaporatif indirect est limitée par un seul point 36,79°C. Ce point est porté par la ligne 14 g/kg d'humidité absolue.

1.5. CONCLUSION

Cette partie de notre mémoire nous permet de connaître les spécificités climatiques de chaque district pour pouvoir adapter les techniques architecturales et établir par la suite l'ambiance de confort au sein de l'habitat.

Quant à la température, pendant la saison fraîche, la température minimale varie de 07 à 11°C et celle maximale, de 22 à 26°C. Pour la saison chaude, la température minimale oscille aux alentours de 13°C à 16°C et celle maximale fluctue aux environs de 28 à 31°C. Pour avoir de confort thermique suivant la saison, il y a les exigences de température de l'air à l'intérieur de l'habitat. Cette température de l'air est telle que :

- Saison d'hiver : il faut que la température de l'air soit aux environs de 20°C pour une humidité de 40% à 60%
- Saison été : il faut que la température de l'air soit aux alentours de 25°C. Si la température extérieure est au-dessus de 30°C, il est nécessaire d'adopter l'expression suivante pour la calculer :

$$T_{air} = T_{ext} - 5^{\circ}C$$

A propos de l'humidité relative, elle varie de 72 à 82% selon le district. Pour avoir une véritable sensation de confort thermique, l'humidité relative doit être comprise entre 30% et 70%. Une forte d'humidité relative de contrôle fatigue la thermorégulation de l'organisme puisque l'évaporation au niveau de la peau diminue et la transpiration augmente, [23].

Concernant le table de Mahoney, il nous permet d'avoir les recommandations des matériaux utiles pour établir le confort thermique de l'habitat et de l'orientation du bâtiment.

CHAPITRE II :

APPROCHE D'ETUDE DU CONFORT THERMIQUE

Chapitre II :

APPROCHE D'ETUDE DU CONFORT THERMIQUE

II.1.INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous voyons les échanges et thermorégulation du corps humain. La connaissance des échanges thermiques au niveau d'un sujet nous permet de savoir son équilibre thermique. L'homme a un système thermorégulateur qui maintient sa température normale aux alentours de 37°C, soit par sudation, soit par apport d'eau glacée à l'intérieur, soit par port de vêtement léger ou chaud selon le cas, soit par travail mécanique extérieur pendant la période fraîche.

L'être humain se diffère biologiquement l'un de l'autre, l'un préfère avoir froid par contre l'autre adore avoir chaud. Le confort est une notion subjective qui résume l'ensemble de ces sensations, d'où le confort thermique consiste à n'avoir ni trop chaud, ni trop froid [15]. Le concept de confort thermique est le fait de donner une satisfaction et de mettre à l'aise une personne du point de vue température face aux échanges thermiques entre elle-même et son environnement.

Le confort thermique dépend de plusieurs paramètres, entre autres, activité de l'homme et de ses vêtements, température de l'air, température moyenne radiante causée par les surfaces intérieures du bâtiment, degré de l'humidité etc.

II .2.BILAN THERMIQUE

Le bilan thermique entre l'homme et son environnement tient compte des productions de chaleur interne (S_p) et de la quantité de chaleur perdue ou dissipée (S_D) par échanges rayonnant, convectif, conductif, évaporatoires et respiratoires. L'équilibre thermique est établi si la production de chaleur interne est égale à la quantité de chaleur perdue, soit :

$$S_D = S_P = E_{RAD} + E_{CONV} + E_{COND} + E_{SW} + E_{DIFF} + E_{RES} + C_{RES} \quad (18)$$

Si

S_D : la chaleur dissipée ou perdue,

S_P : la chaleur produite,

E_{RAD} : les échanges par rayonnement,

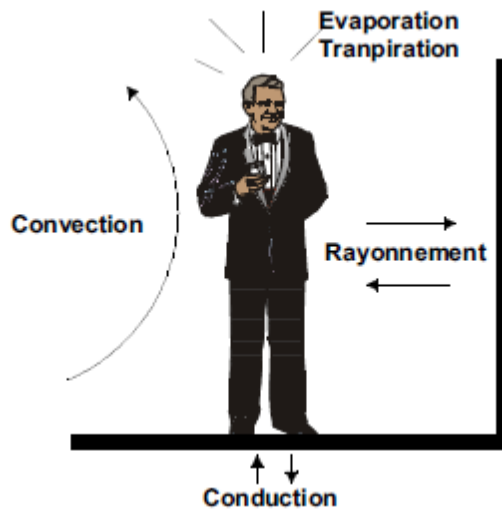
E_{CONV} : les échanges par convection,

E_{SW} : l'échange par évaporation,

E_{DIFF} : l'échange par diffusion,

E_{RES} : l'échange par respiration,

C_{RES} : l'échange par respiration-évaporation.



Source : [23]

Figure 23 : Présentation des échanges thermiques entre l'homme et son environnement.

II.3. METABOLISME THERMIQUE

Le métabolisme est l'ensemble des réactions biochimiques, énergétiques et matérielles grâce auxquelles les organismes peuvent assurer la vie de leurs cellules, le fonctionnement de leurs organes, leur déplacement et toutes activités comportementales [18].

Le métabolisme de l'être humain provient principalement de la réaction d'oxydation du glucose [15]. La production de l'énergie métabolique est le reflet de la vie cellulaire qui résulte de la consommation d'oxygène et du dégagement de gaz carbonique [18].

II.3.1 APPROXIMATION DE LA QUANTITE DE CHALEUR PRODUITE

Le bilan thermique humain est exprimé en fonction de la quantité de chaleur produite et de la quantité de chaleur dissipée par la relation :

$$S = S_P - S_D \quad (19)$$

Si l'individu est au repos, l'énergie produite est égale au métabolisme, c'est-à-dire cette l'énergie produite se transforme en chaleur par métabolisme.

$$S_P = M$$

Le métabolisme correspondant à un sujet au repos est de 1Met (1Met =58,15W/m²) A partir de cette valeur, on introduit la notion du paramètre activité [15] défini par :

$$ACT = \frac{M}{58,15} \quad (20)$$

Pour l'individu au travail, une fraction du métabolisme peut être transformée en travail mécanique [15] :

$$S_P = M - W \quad (21)$$

Si S est la quantité de chaleur stockée par le corps, il vient :

M, le métabolisme en W/m²,

W, le travail externe en W/m² avec $W = \eta * M$ [6]. Pour notre étude, nous prenons $W = 0,225 * M$ avec,

$\eta = \frac{W}{M}$, le rendement mécanique est compris entre 0,20 à 0,25 pour certaine activité. En général, il est négligeable pour les activités classiques de bureau, [15]

Pour notre étude, nous considérons que le sujet est en activité physique et la relation suivante s'applique :

$$M - W = E_{RAD} + E_{CONV} + E_{COND} + E_{SW} + E_{DIFF} + E_{RES} + C_{RES} \quad (22)$$

La chaleur produite est diffusée principalement par circulation sanguine vers les vêtements cutanés, muqueux et respiratoires. Le tableau 2 montre le métabolisme [15] et le tableau 3 indique la production de chaleur interne selon l'activité:

Tableau 2 : Métabolisme thermique pour différentes activités [4].

ACTIVITE	M (W/m ²)	Met
Sommeil	40	0,7
Coucher	45	0,8
Assis	60	1,0
Travail mental Assis	65	1,1
Debout	70	1,2

Tableau 3 : Production de chaleur interne selon l'activité [6].

Activités	S _p en Watt
Sommeil	73
Limer de l'acier	200-300
Maçonner des briques	300

II.3.2. EXPRESSION DU METABOLISME

Le métabolisme total s'exprime en fonction des consommation d'oxygène, surface du corps et quotient respiratoire suivant la relation :

$$M = 352 * (0,23 * Q + 0,77) * \left(\frac{V_{O_2}}{A_{DU}}\right) \quad (23)$$

Avec :

V_{O_2} : la consommation d'oxygène variant de 15 à 50l/h selon l'activité du sujet [15]. Pour notre étude, nous prenons le volume d'oxygène consommé de 32,5 l/h ou 0,541l/mn,

Q : le quotient respiratoire égal à 0,83 pour un individu au repos et à 1, pour celui travaillant de façon modérée [7],

A_{DU} : la surface du corps nu donnée par, [15] :

$$A_{DU} = 0,23 * p^{0,425} * T^{0,725} \quad (24)$$

p étant le poids de l'individu en kg et T , sa taille.

II.3.3. CONFORT THERMIQUE A PARTIR DU BILAN THERMIQUE

Les deux paramètres à savoir chaleur produite, chaleur dissipée déterminent l'état de confort à partir du bilan thermique. L'équilibre thermique s'établit à partir de la chaleur produite et de la chaleur dissipée données respectivement par :

$$S_p = M - W$$

$$S_D = E_{RAD} + E_{CONV} + E_{COND} + E_{SW} + E_{DIFF} + E_{RES} + C_{RES} \quad (25)$$

La chaleur produite par le corps est dissipée dans l'environnement à travers la peau et par respiration sous forme de chaleur latente et sensible s'exprimant par :

$$S = (M - W) - (E_{RAD} + E_{CONV} + E_{COND} + E_{SW} + E_{DIFF} + E_{RES} + C_{RES}) \quad (26)$$

Par ailleurs, la quantité chaleur stockée nous permet de déterminer l'état de confort de l'individu selon :

- Si $S = 0$, c'est-à-dire l'énergie produite est égale à celle dissipée, alors l'individu est en équilibre thermique.
- Si $S > 0$, c'est-à-dire la chaleur produite est supérieure à celle dissipée, alors il y a un gain de chaleur et une sensation chaude, l'individu est obligé de dissiper de l'énergie pour se rafraîchir.
- Si $S < 0$, c'est-à-dire la chaleur dissipée est supérieure à celle produite, il y a ainsi une perte de chaleur et une sensation froide, l'individu est obligé de prendre de l'énergie pour se réchauffer.

II.4. ÉCHANGES THERMIQUES ENTRE LE SUJET ET SON ENVIRONNEMENT

II.4.1 ÉCHANGES RADIATIFS

Les échanges radiatifs E_{rad} sont représentés par un flux thermique échangé par rayonnement entre l'individu et ses alentours. Il existe deux catégories d'échange, selon la bande d'émission, les échanges courtes longueurs d'onde et les échanges grandes longueurs d'onde, [15]. Pour exprimer le flux radiatif (voir figure 25), les hypothèses et conditions suivantes sont prises en compte :

- L'environnement thermique est homogène.
- Nous utilisons la température moyenne radiante T_{MR} déterminée à partir de la moyenne des températures pondérées des surfaces des parois du local et dépendantes de leur émissivité et de leurs positions relatives par rapport au sujet.
- La surface de l'individu est une surface grise.

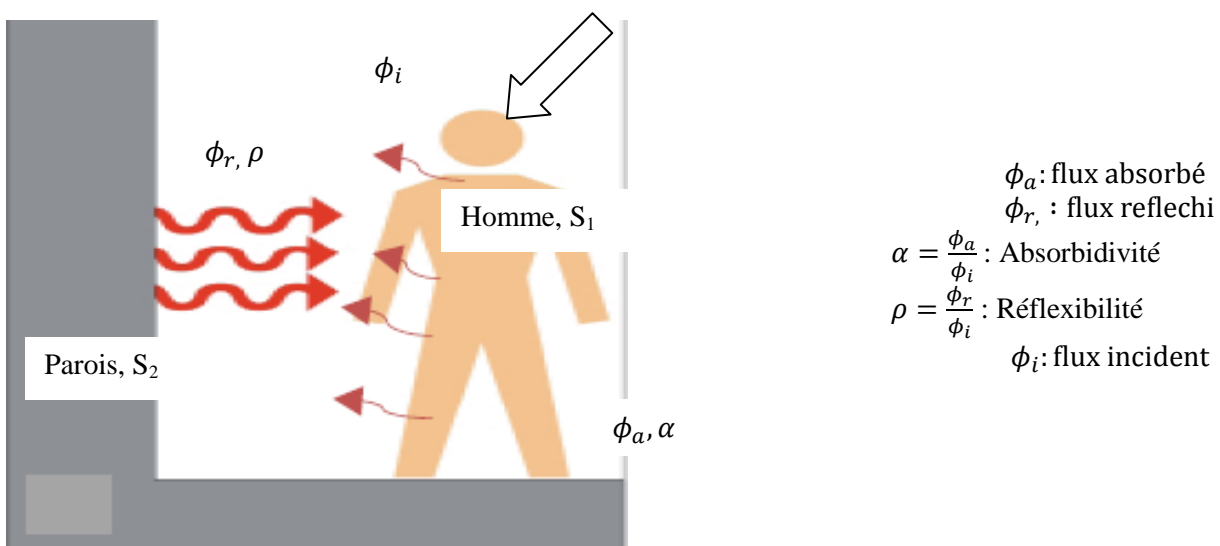


Figure 24 : Échange radiatif entre l'homme et les parois[23].

Pour la surface humaine, le flux net est égal à la différence entre le flux perdu et le flux gagné par l'homme :

$$\phi_{net} = \varepsilon * M^{\circ} * S - \alpha * E * S \quad (27)$$

Pour la radiosité de la surface, elle est égale à la somme de l'émittance et le flux réfléchi :

$$J = \varepsilon * M^{\circ} + \rho * E \quad (28)$$

Comme les surfaces sont opaques, la radiosité devient :

$$J = \varepsilon * M^{\circ} + (1 - \varepsilon) * E \quad (29)$$

A partir de la formule de la radiosité, le flux net s'écrit :

$$\phi_{net} = S_1 * \mathcal{F}_{12} * (M_1^{\circ} - M_2^{\circ})$$

Avec : $M_1^{\circ} = \sigma * T_1^4$ et $M_2^{\circ} = \sigma * T_2^4$

$$\mathcal{F}_{12} = \frac{1}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \left(\frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2}\right) * \frac{S_1}{S_2}}$$

F_{12} et \mathcal{F}_{12} sont respectivement le facteur de forme noir et le facteur de forme gris. Dans notre cas, le sujet est petit devant la surface intérieure de bâtiment, aussi dans ces relations, ces paramètres sont tels que $\frac{S_1}{S_2} \approx 0$ et $\mathcal{F}_{12} = \varepsilon_1$.

Le flux net pour le sujet devient :

$$\phi_{net} = S_1 * \varepsilon_1 * \sigma * (T_1^4 - T_2^4) \quad (30)$$

Dans ce flux net, nous tenons compte de l'échange radiatif E_{RAD} (voir relation (32)) de l'individu envers son environnement. Avant d'établir ce flux radiatif, il faut chercher la surface effectivement rayonnante A_{EFF} :

$$A_{EFF} = A_{DU} * F_{EFF} \quad (31)$$

Où F_{EFF} est le facteur postural effectif lié à la position géométrique du sujet, ses valeurs sont respectivement 0,66, 0,7 et 0,77 pour des sujets accroupi, debout et assis, [15]. Mais nous prenons leur valeur moyenne $F_{EFF} = 0,71$ dans notre étude. Ainsi, le flux radiatif s'exprime par :

$$E_{RAD} = A_{EFF} * \varepsilon_{CLO} * FACT * \sigma * (T_{CLO}^4 - T_{MR}^4) \quad (32)$$

Si $FACT$ est le facteur d'habillement donné par :

$$FACT = 1 + 0,12 * R_{clo} \quad (33)$$

σ , la constante de Boltzmann, $5,6710.10^{-8} \text{W/m}^2.\text{K}$,

ε_{clo} , l'emissivité des vêtements qui varie 0,6 à 0,65 [15], nous adoptons aussi 0,625 leur valeur moyenne dans notre étude.

R_{clo} , la resistance thermique des vêtements généralement exprimée en clo, $R_{clo} = 0,155 * r_{clo}$

avec $1\text{clo} = 0,155 \text{ m}^2. \text{°C/W}$

T_{CLO} , la température moyenne des vêtements qui est une température correspondant à la résistance thermique infinie, ce qui équivaut à la température résultante sèche ou à la température opérative. Elle est exprimée par :

$$T_{CLO} = T_{OP} = 0,5 * T_a + 0,5 * T_{MR} \quad (34)$$

T_a , la température de l'air à l'intérieur de la maison,

T_{MR} , la température moyenne radiante.

En considérant l'adaptation des occupants, la température opérative idéale dans les bâtiments à ventilation naturelle dépend de la température extérieure et d'après de Dear [18], nous avons :

$$T_{CLO} = T_{OP} = 17,8 + 0,31 * T_{EXT} \quad (35)$$

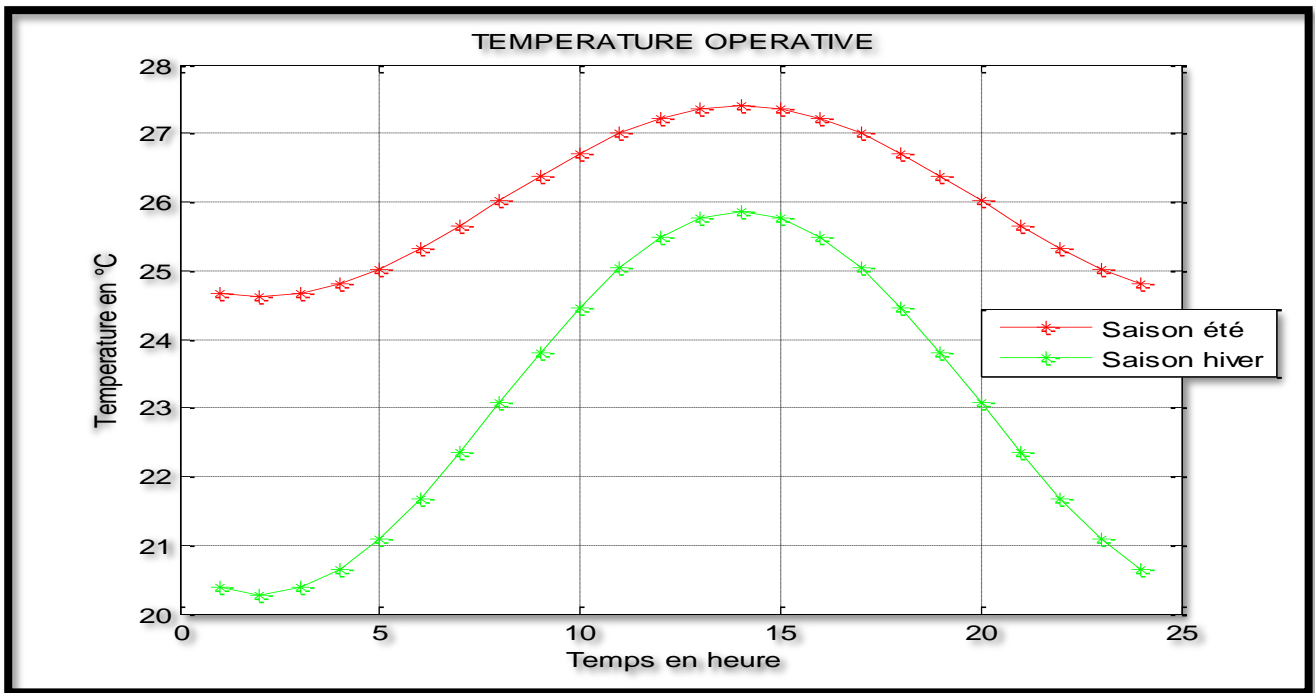


Figure 25 : Variations des températures opératives

La température opérative varie selon la saison :

- Pour la saison été : $24,5^{\circ}\text{C} \leq T_{Op} \leq 27,5^{\circ}\text{C}$,
- Pour la saison hiver : $20,5^{\circ}\text{C} \leq T_{Op} \leq 25,8^{\circ}\text{C}$.

Le tableau 4 donne la valeur des résistances thermiques des vêtements en fonction du type d'habillement.

Tableau 4 : Valeur de résistance thermique [15].

Description de l'habillement	r_{clo} : isolation en clo	R_{clo}
Nu	0	0
Tenue tropicale : short, tee-shirt	0,3 – 0,4	0,0465 – 0,062
Tenue d'été : sous vêtement court, pantalon légère	0,5	0,0775
Costume d'été	0,8	0,124
Costume de travail	1,0	0,1550
Costume d'hiver	1,5	0,2325

La relation (32) devient :

$$E_{RAD} = 4 * F_{EFF} * FACT * \epsilon_{CLO} * \sigma * A_{DU} \left[\left(\frac{(T_{CLO} - T_{MR})^3}{2} \right) * (T_{MR} - T_{CLO}) \right] \quad (36)$$

Cette relation est relative à un sujet couvert des vêtements de résistance R_{CLO} . Mais, il faut aussi prendre en compte la surface non couverte (tête, mains etc.). Nous exprimons ainsi les échanges radiatifs totaux au niveau de l'individu par les trois termes suivants :

$$E_{RAD} = E_{RAD,c} + E_{RAD,t} + E_{RAD,m} \quad (37)$$

Dans cette relation, chaque terme de l'équation est pondéré par la fraction habillée du corps (de valeurs respectives 0,94, 0,02 et 0,04 pour les corps habillé, tête et mains), (voir figure 27) [15] :

- Au niveau du corps habillé :

$$E_{RAD,c} = h_{RC} * FACL * (T_{MR} - T_{CLO}) * 0,94 * A_{EFF} \quad (38)$$

h_{RC} : le coefficient d'échange radiatif linéarisé du corps habillé en [W/m².K],

$$h_{RC} = 4 * \varepsilon_{clo} * \sigma * \left[\frac{(T_{CLO} + T_{MR})}{2} + 273,15 \right]^3 \quad (39)$$

ε_{clo} étant l'émissivité des vêtements varie 0,6 à 0,65 []

- Au niveau de la tête, corps non habillé : la température considérée est celle de la peau T_{SK} et le flux radiatif au niveau de la tête vaut :

$$E_{RAD,t} = h_{R,t} * (T_{MR} - T_{SK}) * 0,02 * A_{EFF} \quad (40)$$

$h_{R,t}$ est le coefficient d'échange radiatif linéarisé de la tête et son expression est telle que :

$$h_{R,t} = 4 * \varepsilon_{SK} * \sigma * \left[\frac{(T_{SK} + T_{MR})}{2} + 273,15 \right]^3 \quad (41)$$

ε_{SK} représente l'émissivité de la surface de la peau égale à 0,97 quelque soit le degré de pigmentation de la peau dans le domaine infrarouge [15],

T_{SK} : la température de la peau et dans la littérature [7], sa valeur est de 34°C.

- Au niveau des mains : la température des mains est plus basse de 6°C par à celle au niveau de la tête. Le flux radiatif au niveau des mains vaut [7] :

$$E_{RAD,m} = h_{R,m} * (T_{MR} - T_{SK} - 6) * 0,04 * A_{EFF} \quad (42)$$

$h_{R,m}$: le coefficient d'échange radiatif linéarisé des mains.

$$h_{R,m} = 4 * \varepsilon_{SK} * \sigma * \left[\frac{((T_{SK} - 6) + T_{MR})}{2} + 273,15 \right]^3 \quad (43)$$

Les échanges radiatifs, en tenant compte de l'ensemble du corps humain (voir figure 28), sont exprimés par :

$$E_{RAD} = h_{RC} * FACL * (T_{MR} - T_{CLO}) * 0,94 * A_{EFF} + h_{R,t} * (T_{MR} - T_{SK}) * 0,02 * A_{EFF} + h_{R,m} * (T_{MR} - T_{SK} - 6) * 0,04 * A_{EFF} \quad (44)$$

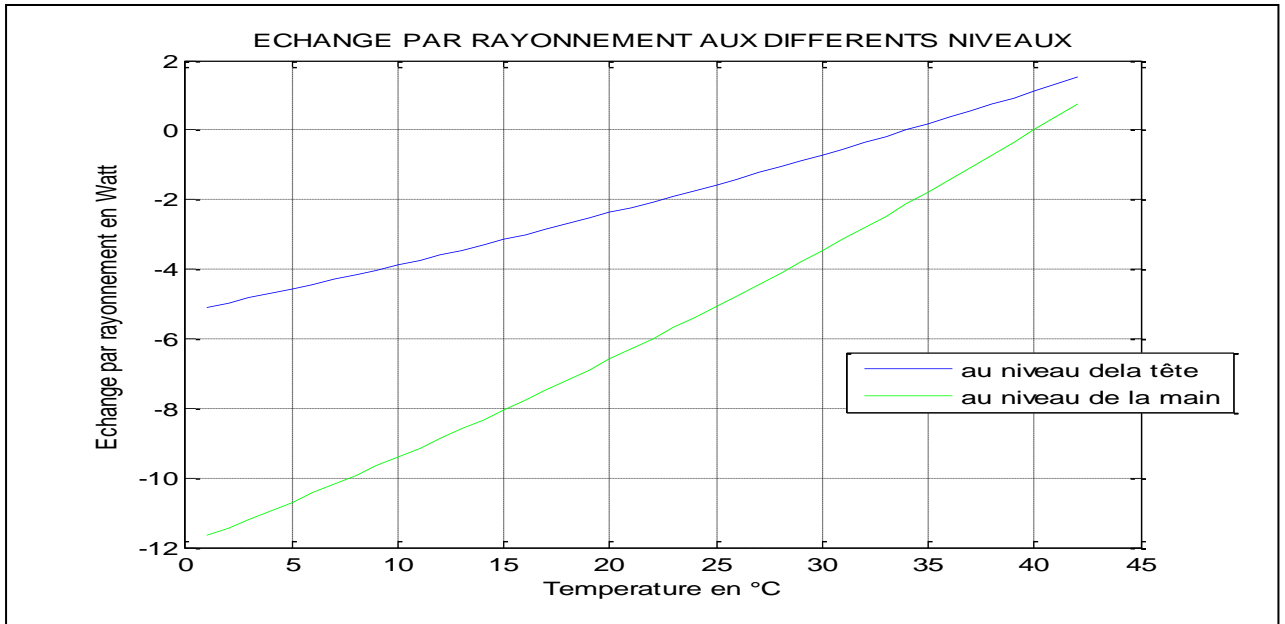


Figure 26 : Variations des échanges par rayonnement au niveau de la tête et au niveau de la main.

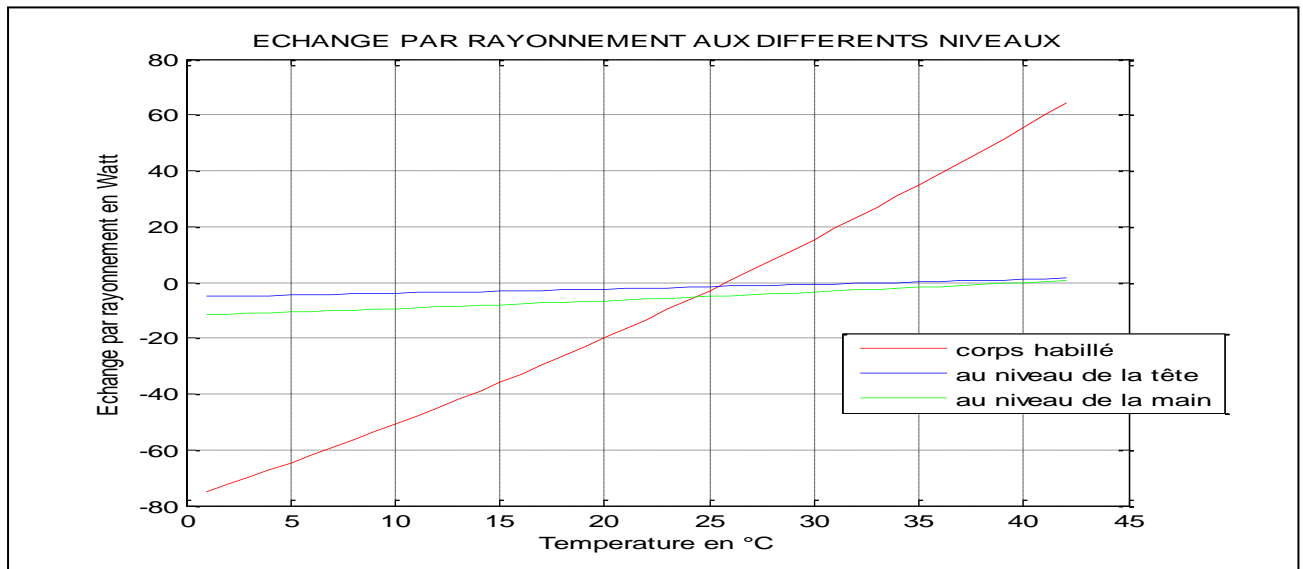


Figure 27 : Variations des échanges par rayonnement aux différents niveaux.

L'échange thermique par rayonnement est très important au niveau du corps habillé par rapport à ceux des autres niveaux. Cet échange varie de -80 à 70W/m². Les valeurs négatives se trouvent au moment où la température est en dessous de 25°C à cause des pertes par rayonnement, par contre elles sont au dessus de 25°C et deviennent positives à cause du gain de chaleur par le corps.

II.4.2. ÉCHANGES CONVECTIFS

Les échanges convectifs entre le corps humain et son environnement dépendent de la différence entre la température de l'air et celle de la surface exposée, comme la peau et le vêtement.

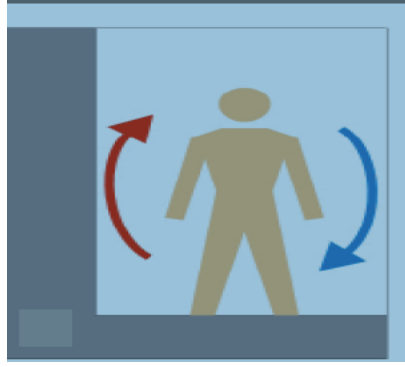


Figure 28 : Échange convectif entre l'homme et son environnement intérieur[23].

Ces échanges sont exprimés par, [15] :

$$E_{CONV} = FACL * h_{cn} * (T_{ext} - T_a) * A_{DU} \quad (45)$$

En indiquant par h_{cn} le coefficient d'échange convectif naturel à déterminer et T_{ext} , la température extérieure des vêtements.

Pour déterminer le coefficient d'échange convectif naturel, la formule (47) est couramment utilisée, [15]. Si T_a est la température de l'air et si nous considérons que le corps est toujours divisé en trois parties (tête, corps habillé et mains), il vient, [15] :

$$h_{cn} = 2,38 * (T_p - T_a)^{0,25} \quad (46)$$

Si T_p et T_a sont les températures du corps exposé et de l'air, alors pour les trois parties du corps (corps habillé, tête, mains), cette expression s'écrit respectivement :

$$h_{CC} = 2,38 * (T_{CLO} - T_a)^{0,25} \quad (47)$$

$$h_{CT} = 2,38 * (T_{SK} - T_a)^{0,25} \quad (48)$$

$$h_{CM} = 2,38 * (T_{SK} - 6 - T_a)^{0,25} \quad (49)$$

En récapitulant, les échanges subis par un sujet s'écrivent :

$$E_{CONV} = A_{DU} * [FACL * h_{CC} * 0,94 * (T_a - T_{CLO}) + h_{CT} * 0,02 * (T_a - T_{SK}) + h_{CM} * 0,04 * (T_a - T_{SK} - 6)] \quad (51)$$

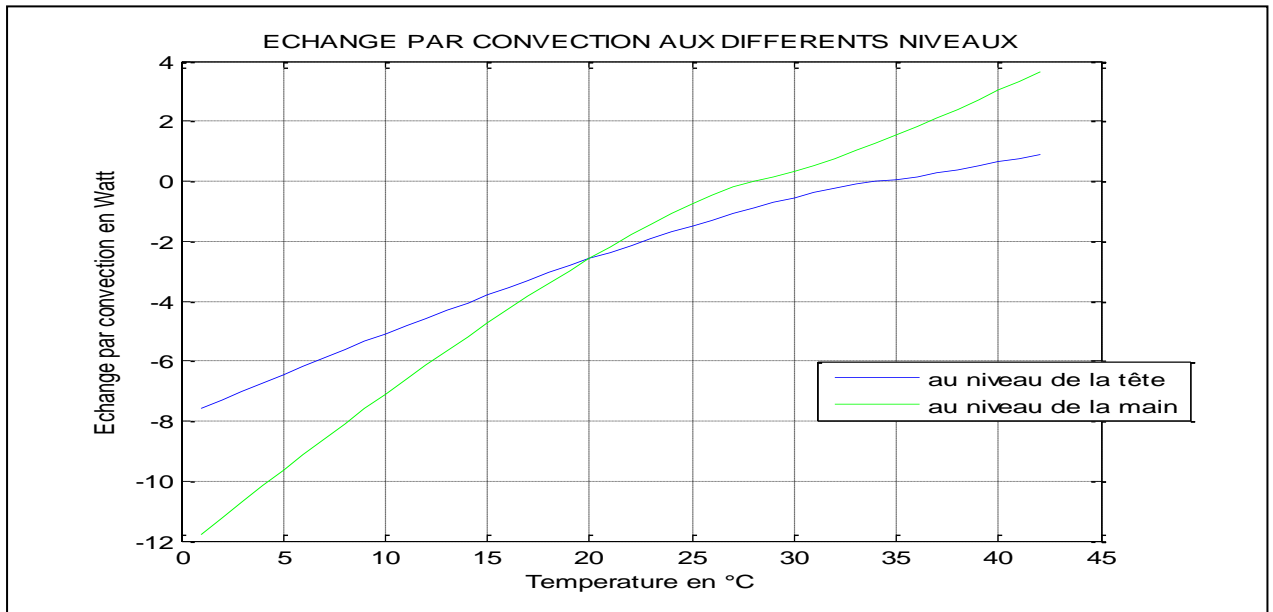


Figure 29 : Variations des échanges par convections au niveau de la tête et au niveau de la main.

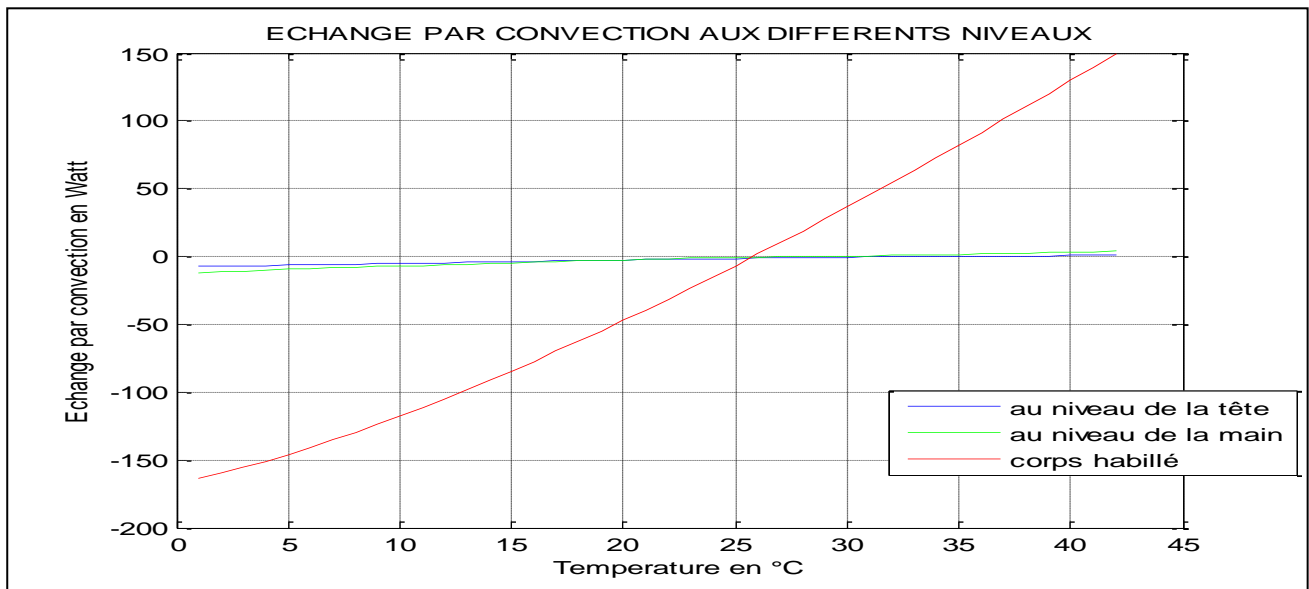


Figure 30 : Variations des échanges par convection aux différents niveaux.

Au niveau des mains et tête, les échanges par convection varient respectivement dans les domaines -12 à 4W/m^2 et -8 à 1W/m^2 . Ces échanges sont négatifs en dessous de 30°C et en dessus de cette valeur, ils deviennent positifs.

Pour le corps habillé, ils varient de -150 à 150W/m^2 . Selon sa température, les valeurs négatives se trouvent au moment où la température est en dessous de 30°C et dans le cas contraire, elles deviennent positives.

Par comparaison de ces échanges convectifs à différents niveaux, l'échange convectif est très important.

Le coefficient convectif change avec le type de convection (naturelle ou forcée). En convection forcée, le coefficient d'échange convectif dépend de la vitesse de l'air et la formule de Winslow est la plus utilisée, [15] :

$$h_{cf} = 12,1 * V_a^{0,25} \quad (51)$$

Tableau 5 [15] : Coefficients d'échanges convectifs naturel h_{cn} et forcé h_{cf} .

Année	Auteurs	h_{cn}	h_{cf} (pour une vitesse de vent V= 2m/s)
1934	Buettner	2,46	
1939	Winslow et al		3,27
1947	Nelson et al		4,65
1949	Winslow et al	3,48	5,22
1967	Colin et al	2,67	5,63
1970	Nishi et al		3,10-4,10
1973	Rapp	4,0	
1974	Missenard		5,17
1977	Nishi et al	3,0	
Valeur moyenne		3,12	4,49
Ecart type		0,62	0,91

Avec la formule de Winslow et la vitesse relative de l'air de 2m/s, la valeur du coefficient d'échange convectif est de 5,4 W/m².°C, une valeur très élevée par rapport à la valeur moyenne, il faut ainsi ajuster la formule de Winslow s'écrivant :

$$h_{cf1} = 10 * V_a^{0,25} \quad (52)$$

Si nous considérons une convection mixte à l'intérieur de l'habitat, la formule du coefficient d'échange convectif change et nous utilisons respectivement les relations suivantes au niveau des trois parties respectives :

$$h_{CMC} = \max(h_{CC}, h_{cf1})$$

$$h_{CMT} = \max(h_{CT}, h_{cf1})$$

$$h_{CMM} = \max(h_{CM}, h_{cf1})$$

D'après l'étude effectuée par Fanger et Sherman et en tenant compte des fractions couvertes des différentes parties du corps, les échanges convectifs deviennent, [15] :

$$E_{CONV} = A_{DU} * [FACL * h_{CMC} * 0,94 * (T_a - T_{CLO}) + h_{CMT} * 0,02 * (T_a - T_{SK}) + h_{CMM} * 0,04 * (T_a - T_{SK} - 6)] \quad (53)$$

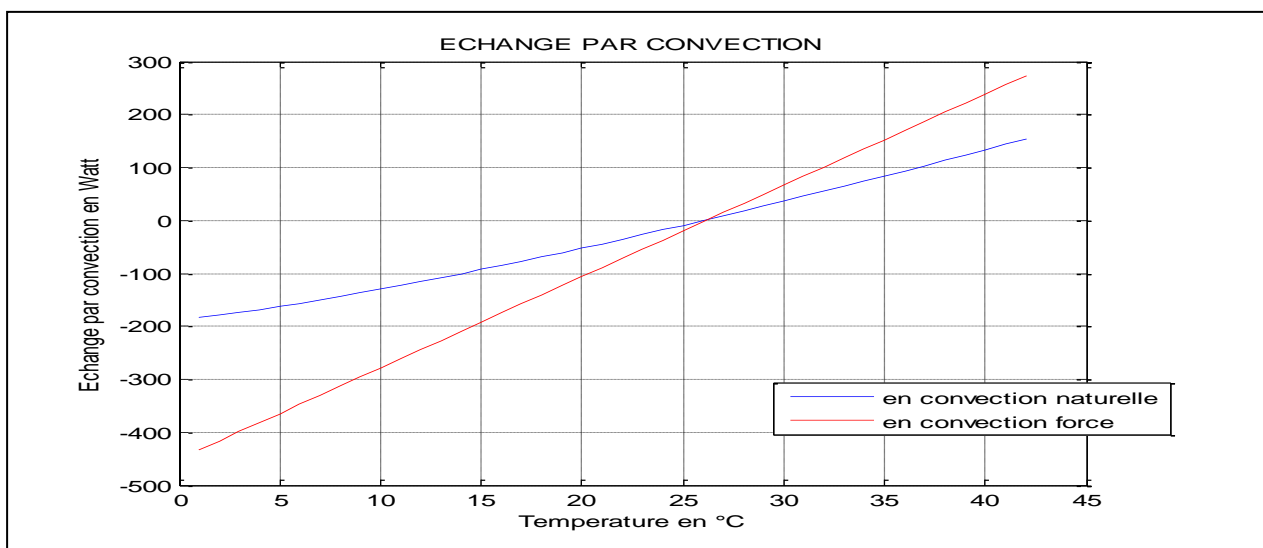


Figure 31 : Variations des échanges convectifs naturel et forcé.

Nous constatons que les échanges en convection forcée sont prépondérants selon la figure 31.

II.4.3 ÉCHANGES DE CHALEUR LATENTE

L'évaporation est le transfert de chaleur dû au changement d'état d'un corps. La transpiration est l'évacuation de la sueur, par les glandes sudoripares, vers l'extérieur. Ce mode d'échange cutané de masse et de chaleur s'appelle perspiration qui est un transfert passif entre les couches cutanées et l'ambiance.

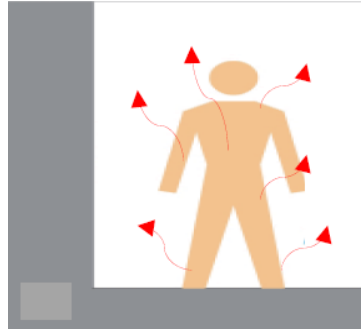


Figure 32 : Échange par évaporation effectué par l'homme avec son environnement[23].

Ce flux de transfert est lié à la différence de la pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air et la pression saturante au niveau de la peau. L'échange diffus E_{DIFF} au niveau de la peau est donné par [7] :

$$E_{DIFF} = 0,41 * A_{DU} * (P_{SAT,SK} - P_{VAP}) \quad (54)$$

$P_{SAT,SK}$ étant la pression de saturation au niveau de la peau. Nous la calculons avec la formule (55) ou la formule (56) :

$$P_{SAT,SK} = 760 * 6,05 * 10^{-7} * \left[\frac{((T_{SK}+7,006)T_{SK}+908,88)T_{SK}+9557}{1,013} \right] \quad (55)$$

$$P_{SAT,SK} = 610,5 * \exp\left(\frac{22,5 * T_{SK}}{273 + T_{SK}}\right) \quad (56)$$

Dans la relation (55), P_{VAP} est la pression partielle de vapeur d'eau dans l'air inspiré de l'air ambiant et elle se calcule à partir de l'humidité relative suivant la relation :

$$P_{VAP} = \frac{H_R}{100} * P_{VAP,SAT} \quad (57)$$

Si, H_R , l'humidité relative, $P_{VAP,SAT}$, la pression de vapeur d'eau saturante est calculée par la formule (58).

$$P_{VAP,SAT} = 610,5 * \exp\left(\frac{22,5 * T_a}{273 + T_a}\right) \quad (58)$$

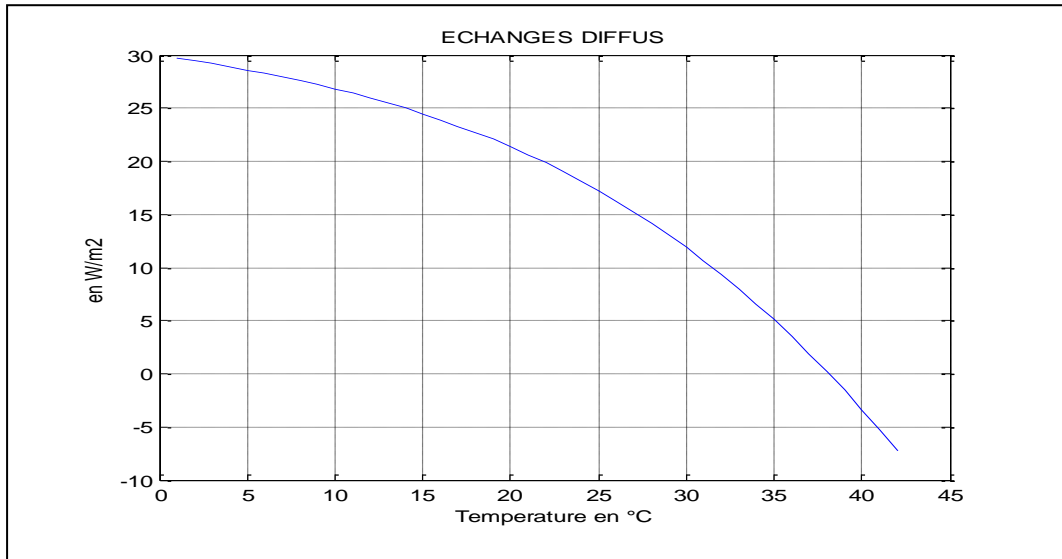


Figure 33 : Variations des échanges diffus.

Les échanges diffus évoluent paradoxalement par rapport à la température. En effet, la valeur maximale se trouve à 0°C, et celle minimale, au voisinage de 43°C. Alors, les échanges diffus sont très importants à basse température. Pendant la saison hivernale, ces échanges sont ainsi très significatifs.

Pendant l'excrétion sudoripare, une partie d'une transpiration s'évapore en donnant le flux diffus et l'autre partie d'une transpiration ruisselle en se rejoignant entre eux à chaque pore pour tomber au sol ou ne pas participer au refroidissement de corps. En 1937, Gagge propose la relation (60) :

$$E_{SW} = h_e * m * (P_{SAT,SK} - P_{VAP}) * A_{DU} \quad (60)$$

Avec, m, la mouillure de la peau calculée par :

$$m = \frac{H_{R,SK} * P_{SAT,SK} - P_{VAP}}{P_{SAT,SK} - P_{VAP}} \quad (61)$$

$H_{R,SK}$: l'humidité relative au niveau de la peau,

h_e , le coefficient d'échange évalué par [15] :

$$h_e = 2,2 * h_c \quad (62)$$

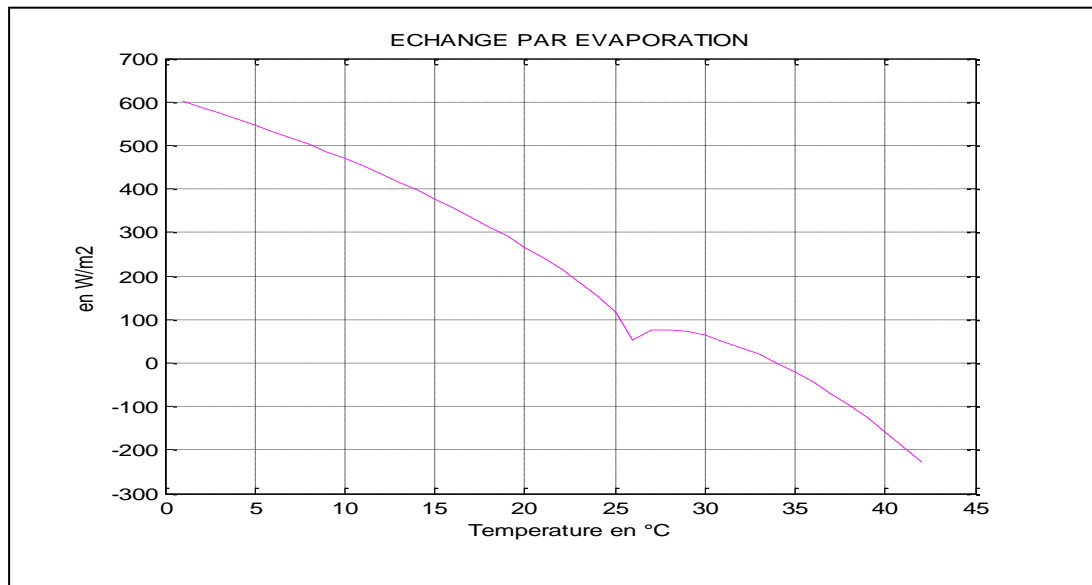


Figure 34 : Variations des échanges par évaporation

Les échanges par évaporation évoluent en sens inverse avec la température. Leur valeur maximale s'observe à la température minimale et leur valeur minimale, à la température maximale. Ainsi, ils sont très importants pendant la saison d'hiver.

A 26°C, il y a diminution brusque des échanges, au-delà, l'individu a essayé d'établir son température par dégagement de chaleur.

II.4.4 ÉCHANGES RESPIRATOIRES

Durant la respiration, le corps échange de la chaleur sensible CRES et de chaleur latente ERES par convection et évaporation avec l'air.

A la sortie des poumons, l'air expiré pratiquement saturé de l'humidité est à une température proche de la température interne du corps. La respiration s'accompagne des transferts de chaleur et de masse. Ces transferts sont liés au gradient de température, aux humidités de l'air expiré et de l'air ambiant et à la ventilation des poumons.

Le flux de chaleur par convection respiratoire CRES est donné par A.S.H.R.A.E :

$$C_{RES} = 0,0014 * M * (T_{EXP} - T_a) \quad (63)$$

T_{EXP} est la température de l'air expiré environ égale à 34°C,

M, le métabolisme,

T_a , la température de l'air inspiré en °C.

Pour le flux de chaleur par évaporation respiratoire (E_{RES}), il est tel que :

$$E_{RES} = 0,0173 * M * (P_{EXP} - P_{VAP,SAT}) \quad (64)$$

Si, P_{EXP} est la pression de vapeur de l'air expiré en kPa et sa valeur est de 5,87 kPa à 34°C et $P_{VAP,SAT}$, la pression de vapeur saturante est déterminée à partir du diagramme de Carrier.

C_{RES} et E_{RES} dépendent du métabolisme à travers la ventilation des poumons en oxygène. Fanger les exprime suivant les équations, [15] :

$$E_{RES} = 0,0023 * M * (44 - P_{P,VAP}) * \left(\frac{4180}{3600}\right) \quad (65)$$

$$P_{P,VAP} = \frac{H_R}{100} * P_{VAP,SAT} \quad (66)$$

$P_{P,VAP}$ indique la pression partielle de vapeur d'eau dans l'air inspiré à la température ambiante T_a .
 La pression de vapeur saturante peut être déduite du diagramme de Carrier ou de la zone température qui nous intéresse en utilisant le polynôme de Lagrange :

$$P_{VAP,SAT} = 760 * 6,05 * 10^{-7} * \left[\frac{((T + 7,006)T + 908,88)T + 9557}{1,013} \right] \quad (67)$$

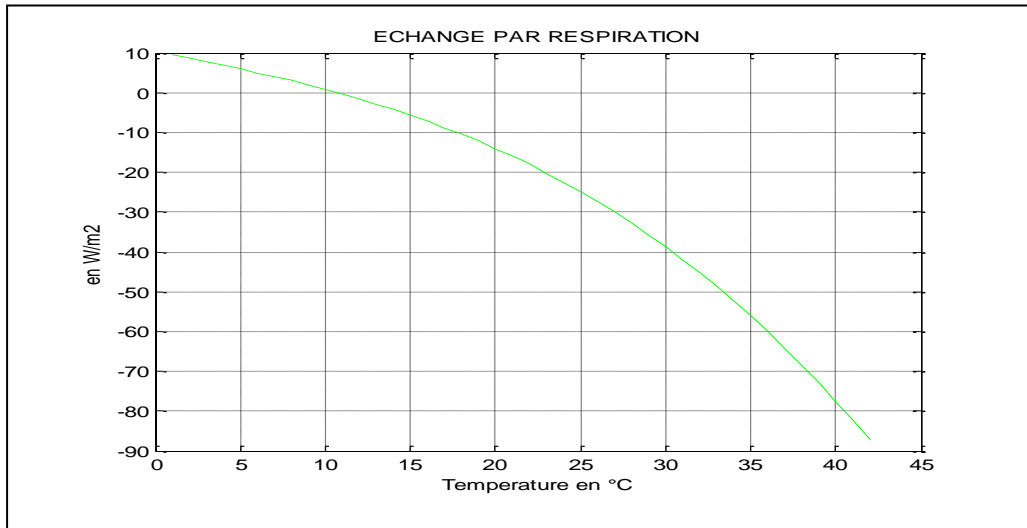


Figure 35 : Variations des échanges par respiration.

Les échanges par respiration diminuent quand la température de l'air augmente. La valeur maximale se voit à la température basse et sa valeur minimale, à la température maximale. Ces échanges sont très importants pendant la saison hiver.

II.4.5. ÉCHANGES CONDUCTIFS

Le transfert thermique par conduction est la transmission de chaleur dans les corps solides immobiles. Les échanges par conduction sont observés dans les peau, vêtements, chaussures, points d'appuis (chaise, lit,..) ou outils manipulés etc. Par rapport aux échanges convectifs et radiatifs, ils sont négligeables.

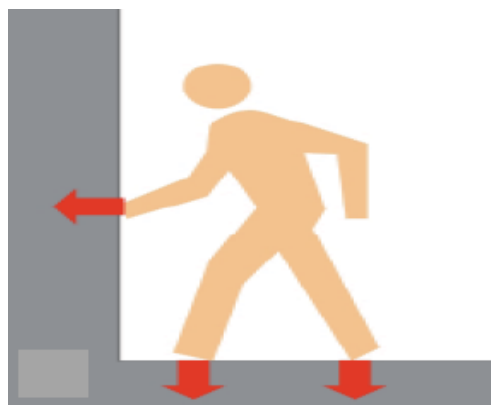


Figure 36 : Échange par conduction[23].

II.5. TEMPERATURE DES VETEMENTS

Le vêtement tient un rôle important dans le confort thermique et son action dépend de l'état thermique du sujet. Il protège contre les froid et rayonnement solaire grâce à son pouvoir isolant et contre la pluie par ses propriétés imperméables.

La résistance de transfert thermique de tissu dépend de ses propriétés physiques, c'est-à-dire de ses épaisseur, couleur et nature. Le volume d'air entre les vêtements et la peau intervient à ce niveau.

Tableau 6: Description d'habillement [15].

Type des vêtements	Isolation (clo)
Nu	0
Sous vêtement	0,1
Tenue tropicale : Short, tee-shirt, socquette et sandale	0,3-0,4
Tenue de travail légère : Chaussette en coton, pantalon de travail, maillot en coton	0,6
Costume d'été	0,8
Costume de travail	1,0
Jupe et robe	0,15-0,29
Pulls	0,20-0,25
Veste	0,26-0,52
Chaussure	0,05-0,10

La plupart des tissus sont opaques aux infrarouges et certains absorbent quelques radiations réchauffant ainsi la surface cutanée. La figure 37 décrit les échanges thermiques au niveau de la peau. En utilisant l'analogie électrique et les lois des nœuds, le schéma équivalent à ces échanges est présenté par la figure 39 telle que $T_{SK} > T_a > T_{MR}$.

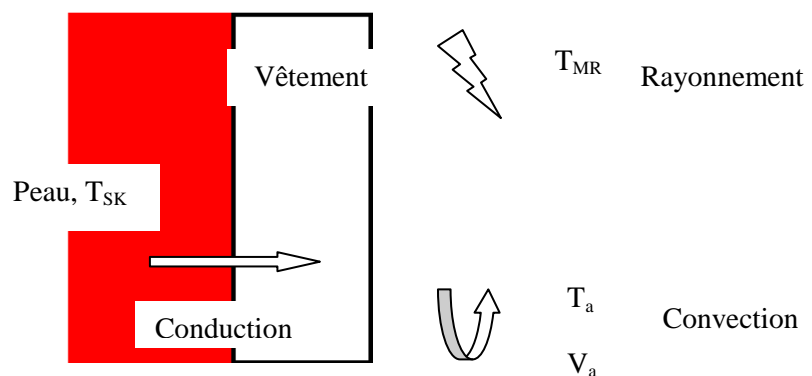


Figure 37 : Échanges thermiques au niveau de la peau.

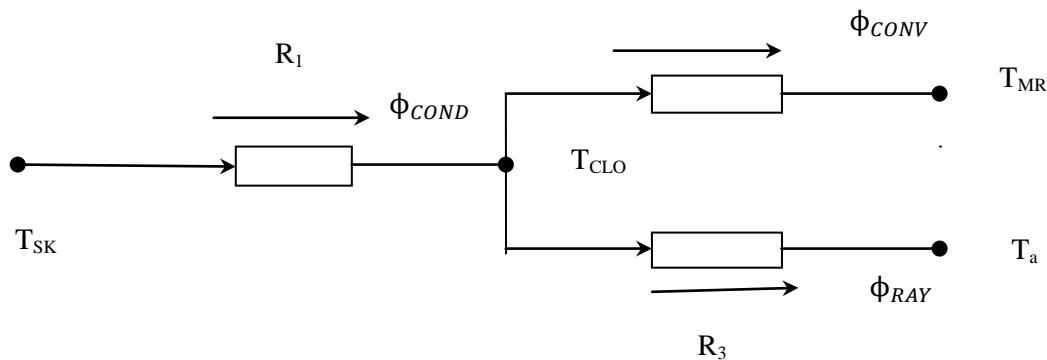


Figure 38 : Analogie électrique des échanges thermiques.

Si e est la distance entre la peau et les vêtements, le flux conductif s'écrit :

$$\phi_{COND} = -\frac{T_{CLO} - T_{SK}}{R_1}$$

$T_{CLO} - T_{SK}$ est la différence de potentiel thermique entre la peau et les vêtements.

Il vient :

$$T_{CLO} - T_{SK} = R_1 * T_{SK}$$

Où R_1 est la résistance thermique du vêtement, $R_1 = 0,155 * R_{CLO}$ [15] et R_{CLO} , son isolation exprimée en clo.

Finalement :

$$\phi_{COND} = \frac{T_{SK} - T_{CLO}}{0,155 * R_{CLO}}$$

Pour la convection au niveau du corps habillé, la valeur de FACL n'est pas considérée et il vient :

$$\phi_{CONV} = h_C * (T_{CLO} - T_a)$$

h_C étant le coefficient de convection lié à la nature de la convection.

Quant au rayonnement, le flux correspondant s'écrit :

$$\phi_{RAY} = h_R * (T_{CLO} - T_{MR})$$

Où

$$h_R = 4 * \varepsilon_{CLO} * \sigma * \left[\frac{(T_{CLO} - T_{MR})}{2} + 273,2 \right]^3$$

En appliquant, la loi des nœuds au point T_{CLO} , nous avons la relation :

$$\phi_{COND} = (\phi_{RAY} + \phi_{CONV})$$

Soit en remplaçant ϕ_{COND} , ϕ_{RAY} et ϕ_{CONV} par leurs expressions respectives, nous avons :

$$\frac{T_{CLO} - T_{SK}}{0,155 * R_{CLO}} = h_C * (T_{CLO} - T_a) + h_R * (T_{CLO} - T_{MR})$$

$$T_{CLO} - T_{SK} = 0,155 * R_{CLO} * [h_C * (T_a - T_{CLO}) + h_R * (T_{MR} - T_{CLO})]$$

Et en développant et en factorisant ces termes, nous aboutissons aux équations suivantes :

$$T_{CLO} + 0,155 * R_{CLO} * (h_C + h_R) = 0,155 * R_{CLO} * (h_C * T_a + h_R * T_{MR})$$

$$T_{CLO} * [0,155 * R_{CLO} * (h_C + h_R) + 1] = 0,155 * R_{CLO} * (h_C * T_a + h_R * T_{MR})$$

Finalement, nous avons comme expression de la température des vêtements la relation suivante :

$$T_{CLO} = \frac{0,155 * R_{CLO} * (h_C * T_a + h_R * T_{MR}) + T_{SK}}{1 + 0,155 * R_{CLO} * (h_C + h_R)} \quad (68)$$

$$R_{CLO} = \left(\frac{T_{SK} - T_{CLO}}{0,155} \right) * \left[\frac{1}{h_R * (T_{CLO} - T_{MR})} + \frac{1}{h_C * (T_{CLO} - T_a)} \right] \quad (69)$$

D'après l'expression de T_{CLO} , nous constatons qu'elle est fonction de R_{CLO} . Si nous calculons la valeur limite de T_{CLO} quand R_{clo} tend vers l'infini, elle s'écrit :

$$\lim_{R_{CLO} \rightarrow \infty} T_{CLO} = \lim_{R_{CLO} \rightarrow \infty} \left(\frac{0,155 * R_{CLO} * (h_C * T_a + h_R * T_{MR}) + T_{SK}}{1 + 0,155 * R_{CLO} * (h_C + h_R)} \right) = \frac{h_R * T_{MR} + h_C * T_a}{h_R + h_C} \quad (70)$$

II.6. TEMPERATURE CUTANEE :

En général, la surface de la peau est une interface entre l'organisme et l'ambiance extérieure. Fanger exprime la température cutanée T_{SK} en fonction de l'activité du sujet selon la relation :

$$T_{SK} = (35,7 - 0,037) * 58,15 * ACT \quad (71)$$

Meyer propose aussi la relation simple pour l'exprimer :

$$T_{SK} = 28,65 + 0,18 * T_a \quad (72)$$

En général, la température cutanée est de 34°C et nous adoptons cette valeur dans la suite.

II .7. INDICES THERMIQUES

II.7.1. TEMPERATURE RESULTANTE SECHE OU TEMPERATURE OPERATIVE

La température résultante sèche ou température opérative est un indice de confort thermique intégrant les conséquences des convection et rayonnement. Elle est définie comme étant la température de l'enceinte où le sujet se trouve (voir figure 39).

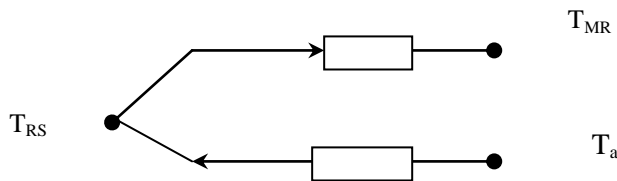


Figure 39 : circuit électrique équivalent

$$h_R * (T_{RS} - T_{MR}) = h_C * (T_a - T_{RS})$$

Alors, la température opérative se détermine par :

$$T_{RS} = T_{OP} = \frac{h_R * T_{MR} + h_C * T_a}{h_R + h_a} = \lim_{R_{CLO} \rightarrow \infty} T_{CLO}$$

Avec : [4]

$$T_{MR} = \frac{\sum_i S_i * T_i}{S_{Tot}}$$

S_i, T_i : respectivement la surface et la température de la paroi i,

S_{Tot} : la surface totale

Elle s'exprime en fonction de la vitesse de l'air [23] par :

$$T_{RS} = \alpha_{VV} * T_a + (1 - \alpha_{VV}) * T_{MR} \quad (73)$$

$\alpha_{VV} = 0,5 + 0,25 * V$, paramètre en fonction de vitesse de l'air V

Pour des faibles vitesses de l'air, la température opérative devient la moyenne entre la température moyenne radiante et celle de l'air, [23]. Soit :

$$T_{OP} = \frac{T_{MR} + T_a}{2} \quad (74)$$

II.7.2 METHODE DE FANGER :

La méthode de Fanger évalue de façon analytique les échanges de chaleur entre l'individu et son environnement. Ainsi, il introduit la différence entre la quantité de chaleur produite et celle dissipée par le corps humain vêtu. Il définit aussi un indice dit *Predicted Mean Vote* (PMV) qui prévoit le vote moyen de sensation thermique d'un ensemble de personne sur l'échelle thermique d'A.S.H.R.A.E (American Society of Heating Refrigerating and Air conditioning Engineers)

$$PMV = [0,303 * e^{(-0,036 * M)} + 0,028] * (S_p - S_D) \quad (75)$$

Si $PMV = 0$, nous avons le confort thermique et dans ce cas, $(S_p - S_D) = 0$. Le tableau 7 présente l'échelle thermique d'A.S.H.R.A.E :

Tableau 7 : Échelle thermique d'A.S.H.R.A.E [23]

PMV	SENSATIONS
+3	Très chaud
+2	Chaud
+1	Légèrement chaud
0	Satisfaction, neutre
-1	Légèrement frais
-2	Frais
-3	Froid

Ensuite, il a réalisé une relation entre PMV à un autre indice dit *Predicted Percentage Dissatisfied* (PPD) pour déterminer l'acceptabilité de l'ambiance thermique. La relation entre PMV et PPD est telle que :

$$PPD = 100 - 95 * e^{(-0,003353 * (PMV)^4 - 0,2179 * (PMV)^2)} \quad (76)$$

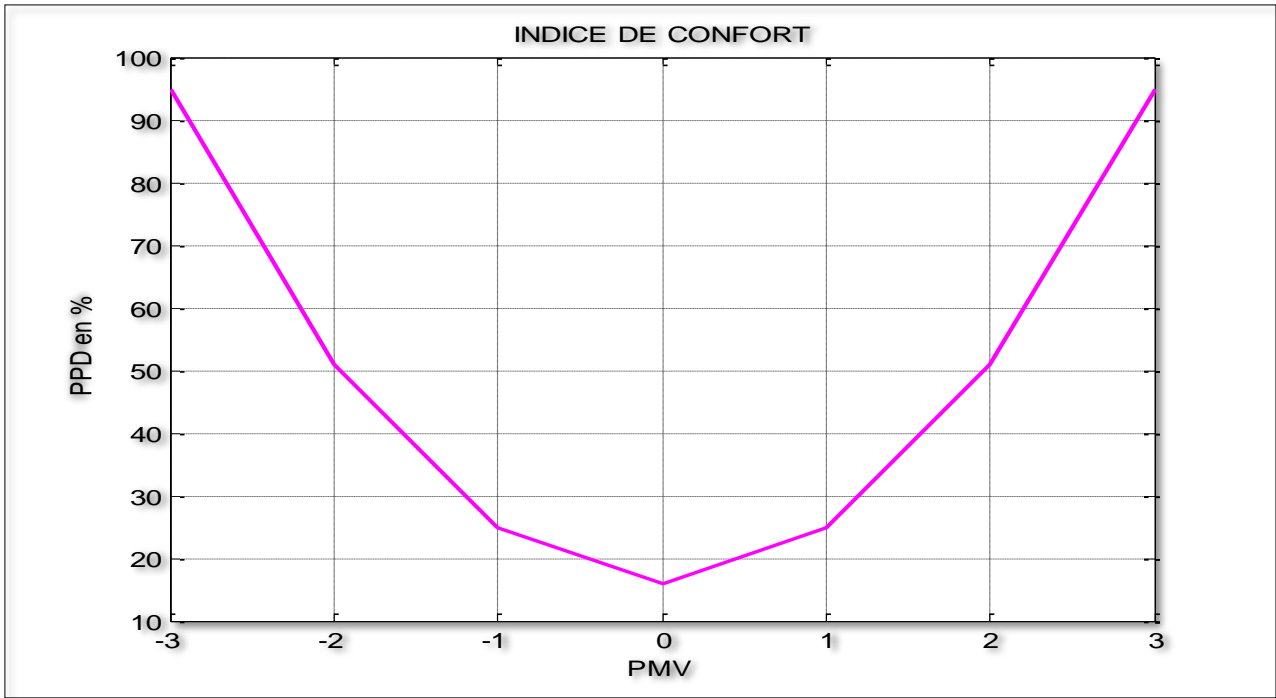


Figure 40 : Courbe représentant PPD en fonction PMV.

En faisant varier les plages de température pour pouvoir connaître le PPD, nous obtenons les figures 39 à 42 qui mettent en évidence ces comportements.

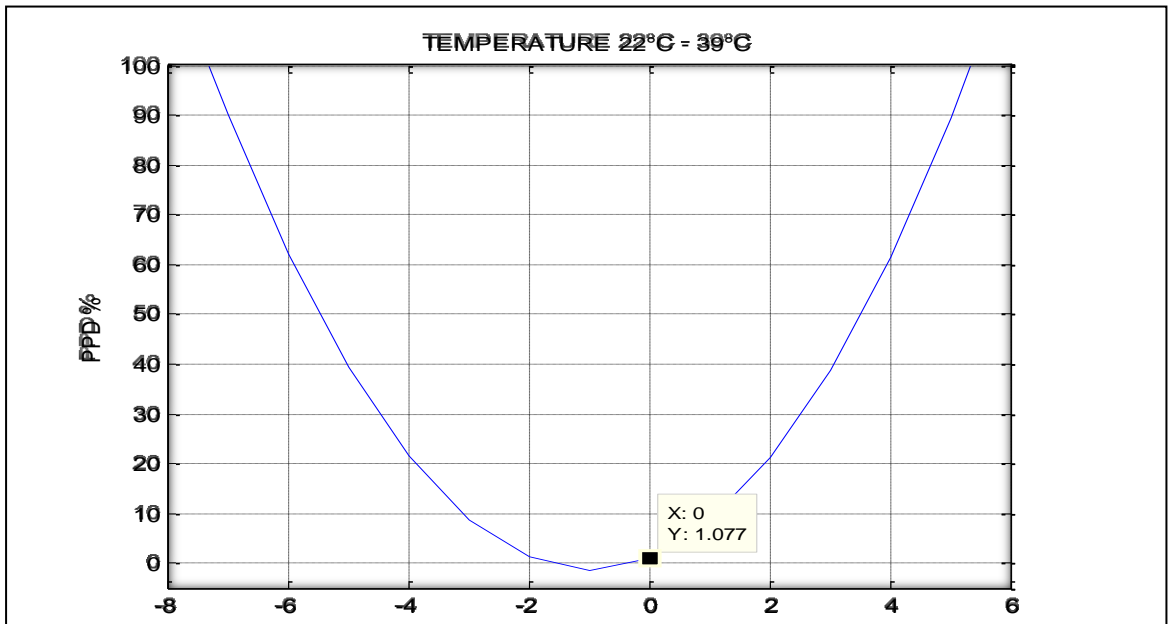


Figure 41 : Présentation de PPD pour la température comprise entre 22 à 39°C.

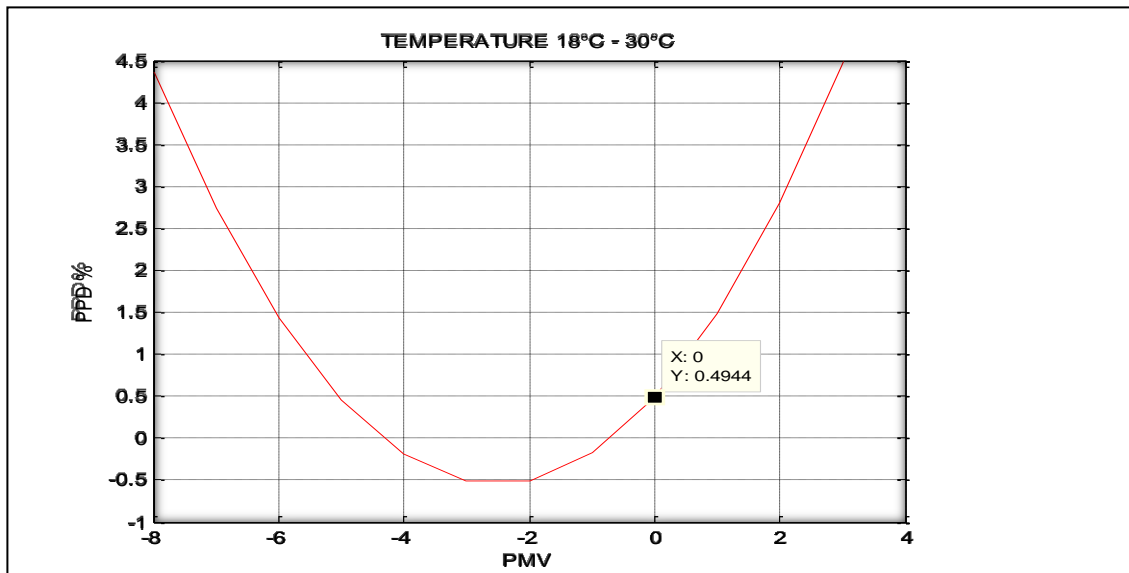


Figure 42 : Présentation de PPD pour la température comprise entre 18 à 30°C.

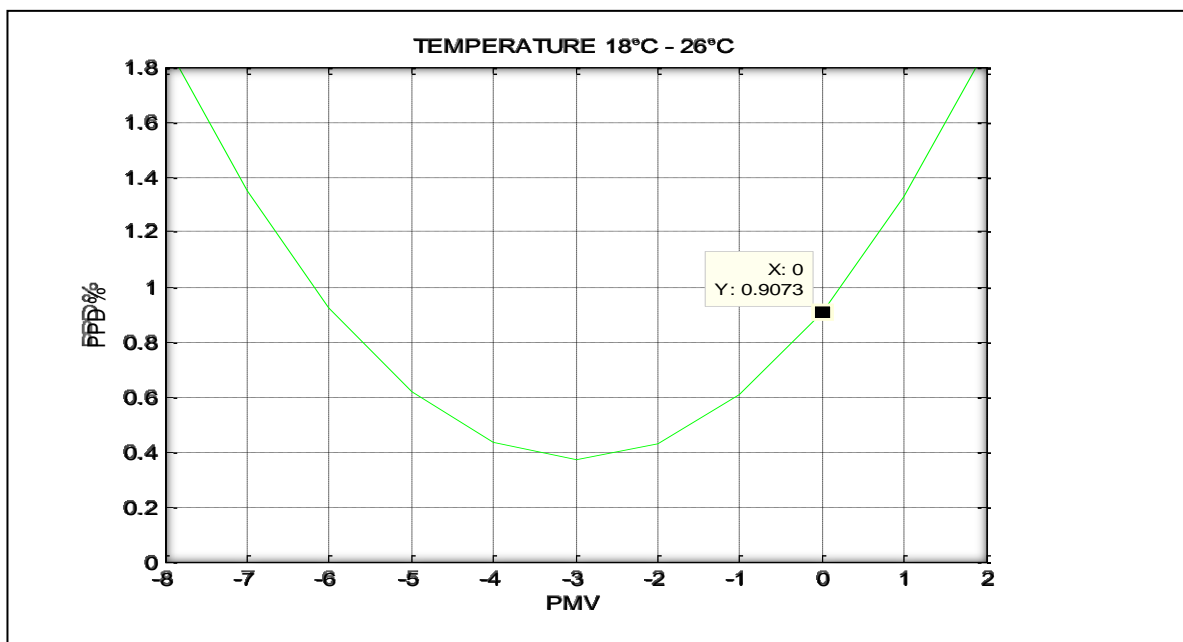


Figure 43 : Présentation de PPD pour la température comprise entre 18 à 28°C

En variant la température respectivement dans les domaines 22 – 39°C, de 18 – 30°C et de 18 – 28°C, nous constatons respectivement la neutralité thermique en PPD de valeurs respectives de 1,07%, de 0,49% et de 0,90%.

Chapitre III :

**MODELISATION DES TRANSFERTS THERMIQUES
DANS UN BATIMENT MULTIZONE**

Chapitre III :

MODELISATION DES TRANSFERTS THERMIQUES DANS UN BATIMENT MULTIZONE

III.1. INTRODUCTION

Nous partons des données climatiques intervenant dans les transferts thermiques dans un habitat pour obtenir la valeur de sa température interne. Nous tenons compte de l'orientation du bâtiment, de la trajectoire apparente du soleil et de l'architecture solaire adaptée au climat d'Antananarivo.

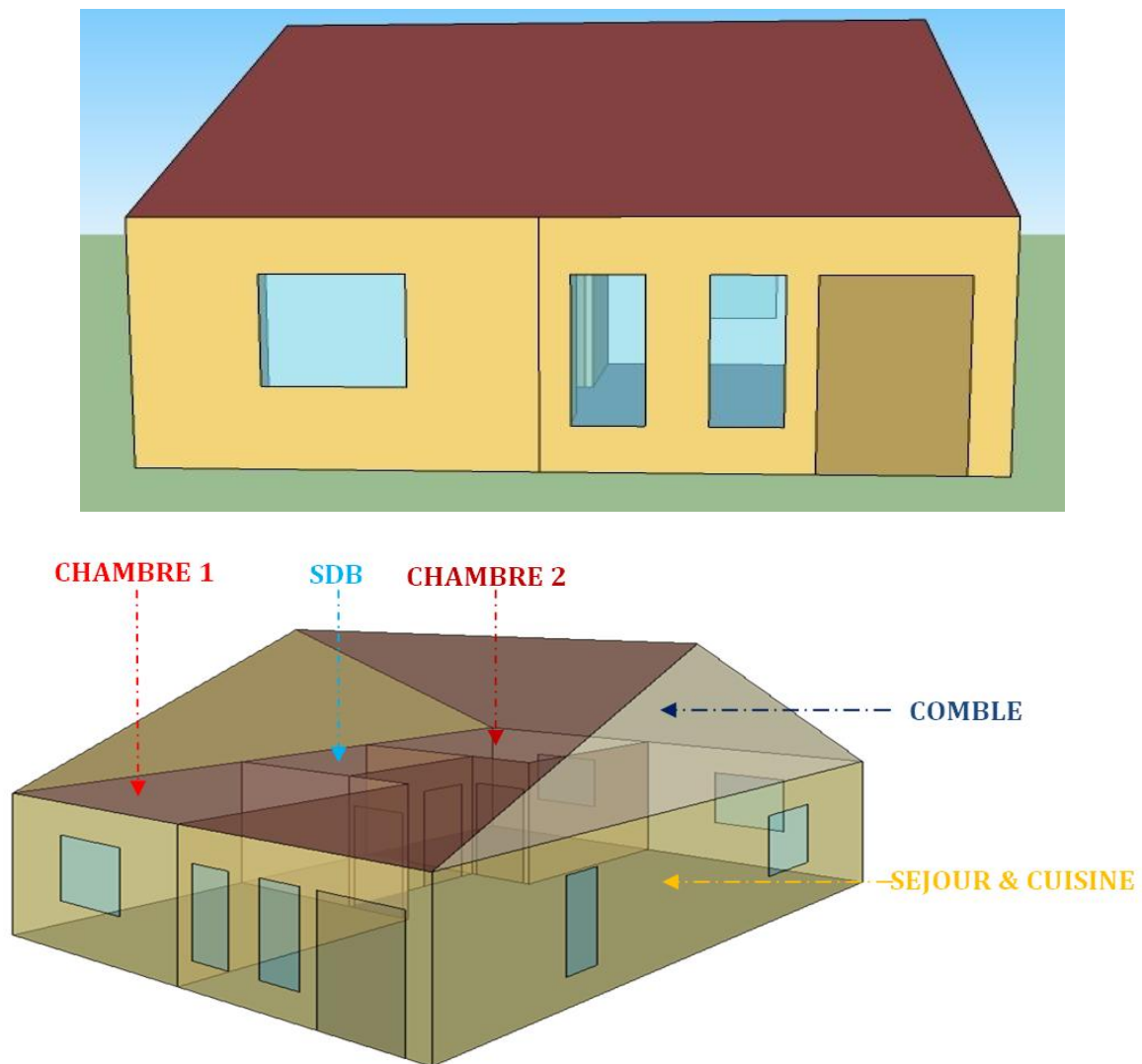


Figure 44 : Maison modélisée.

Les propriétés des matériaux de construction utilisés sont rapportées dans les tableaux 8, 9 et 10.

Tableau 8 : Propriétés générales et de surface des murs

Murs	Couches	Epaisseur [m]	GENERALES			PROPRIETE DE SURFACE			
			Conductivité [W/m – K]	Chaleur spécifique [J/kgK]	Masse volumique [kg/m ³]	Absorbance thermique (émissivité)	Absorbance solaire	Absorption du rayonnement visible	Rugosité
Murs externes	Enduit	0,01	1,65	900	2400	0,9	0,6	0,6	Rugueux
	Brique de Madagascar	0,22	0,69	950	1500	0,9	0,7	0,7	Rugueux
	Enduit	0,01	1,65	900	2400	0,9	0,6	0,6	Rugueux
Murs internes	Enduit	0,01	1,65	900	2400	0,9	0,6	0,6	Rugueux
	Brique de Madagascar	0,11	0,69	950	1500	0,9	0,7	0,7	Rugueux
	Enduit	0,15	1,65	900	2400	0,9	0,6	0,6	Rugueux

Tableau 9 : Propriétés générales des surfaces : toiture, plancher et plafond.

composants	Couches	Epaisseur [m]	GENERAL			PROPRIETE DE SURFACE			
			Conductivité [W/Km ²]	Chaleur spécifique [J/kgK]	Masse volumique [kg/m ³]	Absorbance thermique (émissivité)	Absorbance solaire	Absorption du rayonnement visible	Rugosité
Toiture	Tôle ondulée	0,75mm	45,28	500	7824	0,9	0,75	0,75	Lisse
Plancher bas sur terrain (SDB)	Carrelage	0,02	3,5	1000	2800	0,9	0,58	0,58	Moyen
	Dalle (béton)	0,15	1,95	900	2400	0,9	0,7	0,7	Rugueux
Plancher bas sur terrain (~SDB)	Parkex	0,01	0,15	1630	608	0,9	0,8	0,8	Moyen
	Dalle (béton)	0,15	1,95	900	2400	0,9	0,7	0,7	Rugueux
Plafond	Volige	0,005	0,15	1630	608	0,9	0,8	0,8	Rugueux

Tableau 10 : Propriétés générales des portes.

			GENERAL			PROPRIETE DE SURFACE			
Portes	Couches	Epaisseur [m]	Conductivité [W/Km ²]	Chaleur spécifique [J/kgK]	Masse volumique [kg/m ³]	Absorbance thermique (émissivité)	Absorbance solaire	Absorption du rayonnement visible	Rugosité
Portes extérieures	Bois	0,04	0.15	1630	608	0,9	0,8	0,8	Moyen

III.2. PRESENTATIONS DES DIFFERENTS TYPES DE MAISON MALGACHE

A Madagascar, il existe différents types de maison en fonction des matériaux locaux. Ces matériaux diffèrent les uns et des autres suivant les régions et nous avons, entre autres les types suivants :

- Maison en raty : la maison en raty est construite avec du ravenala, ses murs, avec du falafa et sa toiture avec du ravenala. Ce type de maison se rencontre dans la zone côtière de l'Est Madagascar (voir figure 45).



Figure 45 : Maison en raty.

- Maison sur pilotis : cette maison est fabriquée avec des planches en fatsilotse et ses murs et toiture, en planche. On trouve parfois ce type de maison dans les régions Androy et Anosy comme l'indique la figure 46.



Figure 46 : Maison sur Pilotis.

- La maison en rafia est construite avec des palmiers (parois, toit). On trouve ce type de maison dans la région Ambilombe



Figure 47 : Maison en rafia.

- La maison rotso peta (bouée projetée) est construite avec de l'argile moulé ou jeté pour former des murs et le toit est en chaume. On la rencontre surtout dans la région Hautes Terres.



Figure 48 : Maison rotso peta.

- La maison en pisé est faite de briques de terre ou argile non cuit pour le mur et le toit est en chaume. On trouve dans la région Hautes Terres.



Figure 49 : Maison en pisé.

- La maison en brique cuite a des murs en brique cuite et le toit en tuile. On la trouve dans la région Hautes Terres.



Figure 50 : Maison en brique cuite.

III.3.ÉCHANGES THERMIQUES

Nous considérons les transferts thermiques par rayonnement et convection à l'intérieur du bâtiment, ceux par conduction à travers les murs et parois intérieures et ceux par convection et rayonnement à l'extérieur du bâtiment.

III.3.1. ÉCHANGES THERMIQUES A TRAVERS LA TOITURE

Dans ce cas d'échange thermique, nous tenons compte les échanges suivants :

- Échange rayonnement de courte longueur d'onde venant du soleil, variable au cours de la journée,
- Échange rayonnement de grande longueur d'onde venant de la voûte céleste et de l'environnement,
- Échange convectif entre la surface extérieure la toiture et l'air extérieur,
- Échange par conduction dans la toiture.
- Échange par convection entre la toiture et le milieu intérieur.

III.3.2. ÉCHANGES THERMIQUES A TRAVERS LES FACADES

- Échange par rayonnement de grande longueur d'onde entre les parois extérieures et les voûte céleste et environnement,
- Échange par convection entre les façades extérieures et l'air extérieur,
- Échange par conduction à travers les façades,
- Échange par rayonnement de grande longueur d'onde entre les façades intérieures et leur environnement,
- Échange par conduction dans les parois intérieures.
- Échange E par convection entre l'air intérieur et les parois intérieures.

III.4. FORMULATIONS DES ÉCHANGES THERMIQUES

III.4.1. ÉCHANGES PAR RAYONNEMENT

Le transfert thermique par rayonnement est de nature électromagnétique. En thermique de bâtiment, on constate deux types d'échange par rayonnement : l'un de courte longueur d'onde entre le soleil et l'habitat et l'autre, d'abord, de grande longueur d'onde entre l'habitat et les voûte céleste et environnement et puis entre les surfaces intérieures de la maison. Ces différents échanges par rayonnement sont schématisés sur la figure 51.

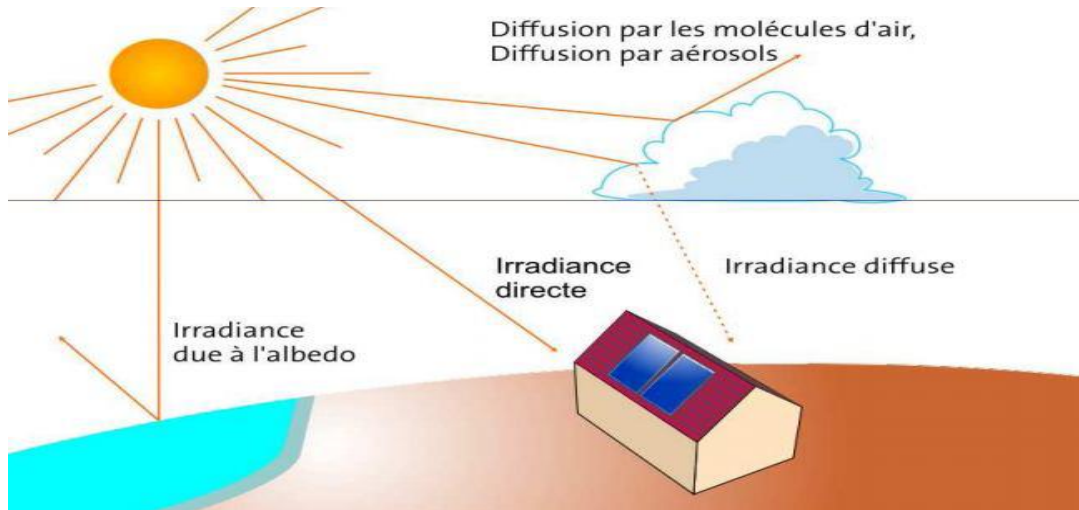


Figure 51 : Les rayonnements solaires direct et diffuse [27]

III.4.1.1. FACTEURS DE FORME

Dans les échanges radiatifs ayant lieu entre deux surfaces grises (propriétés radiatives indépendantes de la longueur d'onde) et diffuses (rayonnement homogène dans toutes les directions), nous introduisons la radiosité J définie comme étant la somme du flux émis, noté εM^0 , (émittance) et du flux réfléchi, noté αES , par unité de surface de l'émetteur.

$$J = \varepsilon M_1^0 - \rho_1 E_1$$

Si εM_1^0 et $\rho_1 E_1$ sont respectivement le flux émis et le flux réfléchi par m^2 de la surface considérée.

Selon l'opacité, nous avons : $1 = \rho + \varepsilon$, car S est opaque et $\alpha = \varepsilon$. Ainsi, la radiosité devient :

$$J = \varepsilon M^0 - (1 - \varepsilon)E$$

En introduisant la notion de flux net noté par ϕ_{net} et qui représente la différence entre le flux émis et le flux absorbé par cette surface. Soit :

$$\begin{aligned} \phi_{net} &= \varepsilon M^0 S - \alpha ES \\ &= (J - (1 - \varepsilon)E - \alpha E)S \\ &= \frac{M^0 - J}{\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon S}} \end{aligned}$$

Par ailleurs, pour deux surfaces grises en échange radiatif, on définit le flux net échangé :

$$\phi_{ijnet} = S_i f_{ij} (J_i - J_j)$$

En tout, les deux surfaces échangent par rayonnement le flux ϕ_{net} tel que :

$$\phi_{net} = \frac{M_i^0 - M_j^0}{\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i S_i} + \frac{1}{S_i F_{ij}} + \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j S_j}} = \frac{S_i (M_i^0 - M_j^0)}{\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i} + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j} \left(\frac{S_i}{S_j} \right)} \quad (77)$$

Et nous définissons, le facteur de forme de corps gris f_{ij} et le facteur de forme géométrique F_{ij} avec :

$$f_{ij} = \frac{1}{\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i} + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j} \left(\frac{S_i}{S_j} \right)}$$

Si les deux corps gris sont séparés d'une distance faible par rapport à leurs dimensions, alors le facteur forme devient :

$$F_{ij} = 1$$

$$S_i = S_j$$

$$f_{ij} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_i} + \frac{1}{\varepsilon_j} - 1}$$

Dans les échanges radiatifs entre le ciel et les façades et toiture, il vient :

$$f_{ij} = \frac{1 + \cos \beta}{2} \tag{78}$$

Entre l'environnement et les façades et toiture, nous avons :

$$f_{ij} = \frac{1 - \cos \beta}{2} \tag{79}$$

β étant l'inclinaison de la surface par rapport à l'horizontal.

III.4.1.2. ÉCHANGE PAR RAYONNEMENT DE COURTE LONGUEUR D'ONDE

Le rayonnement global reçu par la surface inclinée est la somme du rayonnement direct I_h , du rayonnement diffus D_p et du rayonnement réfléchi R_p . C'est le cas de la toiture, nous avons :

$$G_{PT} = I_h + D_p + R_p \tag{80}$$

Le flux thermique venant du soleil et reçu par la surface S est tel que :

$$\phi_{CL} = \alpha * S * G_{PT} \tag{82}$$

α étant le coefficient d'absorption de la surface.

La carte du rayonnement global à travers le monde est montrée sur la figure 52. Un exemple de rayonnement global reçu par la façade Nord est donné sur la figure 53.

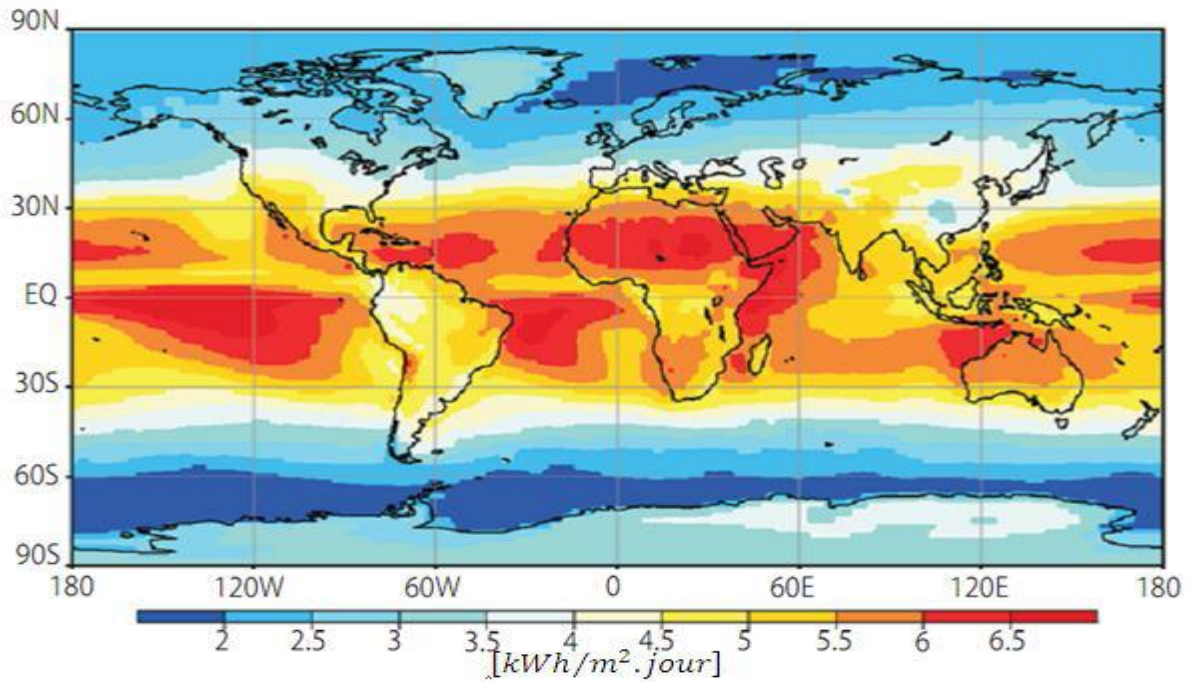


Figure 52 : Irradiation globale moyenne mondiale [8].

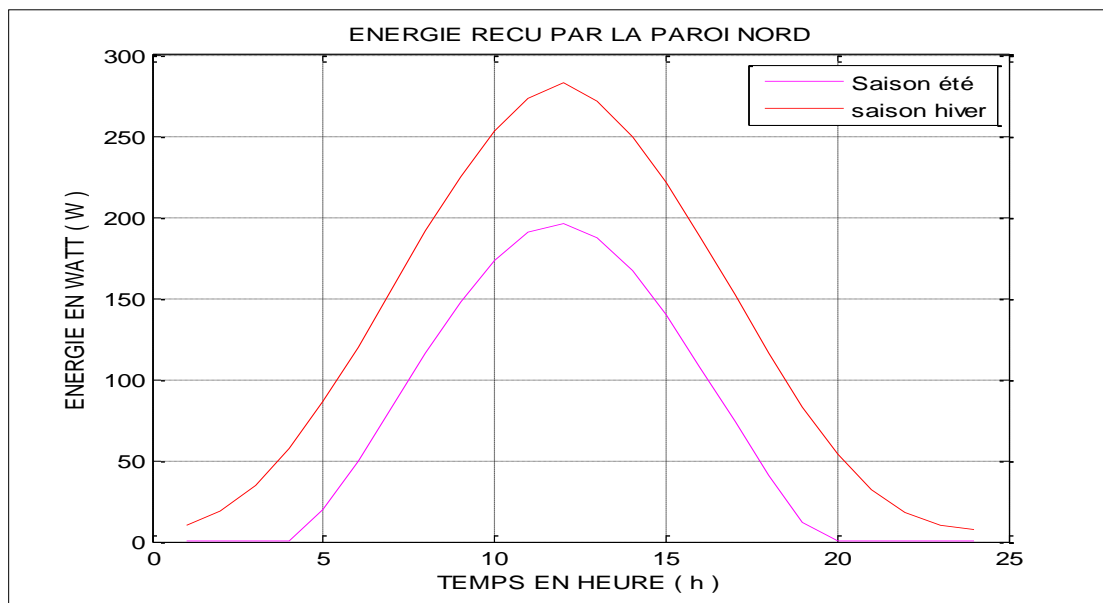


Figure 53 : Variations de l'énergie reçu par la paroi Nord.

III.4.1.3. ÉCHANGE PAR RAYONNEMENT DE GRANDE LONGUEUR D'ONDE

La toiture ure reçoit un rayonnement de courte longueur d'onde venant du soleil pour réémettre un rayonnement de grande longueur d'onde vers ses alentours. Elle émet le flux thermique vers le ciel d'expression :

$$\phi_{TC} = h_{RV} * S_T * (T_{T,ext} - T_C) \quad (83)$$

Si S_T est la surface de la toiture et $T_{T,ext}$, la température de sa surface extérieure.

h_{RV} indique le coefficient radiatif linéarisé de forme :

$$h_{RV} = \sigma * \varepsilon_{toit} * \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) * (T_C^2 + T_{T,ext}^2) * (T_C + T_{T,ext})$$

La toiture échange de chaleur de grande longueur d'onde avec son environnement et ce flux s'écrit :

$$\phi_{TE} = h_{RE} * S_T * (T_{T,ext} - T_{ENV}) \quad (84)$$

Si T_{ENV} est la température de l'ambiance extérieure et durant notre étude, $T_{ENV} = T_a$,

h_{RE} , le coefficient d'échange radiatif entre la toiture et l'environnement extérieur donné par :

$$h_{RE} = \sigma * \varepsilon_{toit} * \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) * (T_{ENV}^2 + T_{T,ext}^2) * (T_{ENV} + T_{T,ext})$$

L'échange radiatif de grande longueur d'onde au niveau de la toiture vaut :

$$\begin{aligned} \phi_{R,T} &= \phi_{TC} + \phi_{TE} \\ \phi_{R,T} &= h_{RV} * S_T * (T_{T,ext} - T_C) + h_{RE} * S_T * (T_{T,ext} - T_{ENV}) \end{aligned} \quad (85)$$

Alors :

$$\begin{aligned} \phi_{R,T} &= \sigma * \varepsilon_{toit} * S_T * \left[\left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) * (T_C^2 + T_{T,ext}^2) * (T_C + T_{T,ext}) * (T_{T,ext} - T_C) + \right. \\ &\quad \left. 1 - \cos \beta * 2 * T_{ENV} * T_{T,ext} + T_{T,ext}^2 * T_{ENV} + T_{T,ext} * T_{T,ext} - T_{ENV} \right] \end{aligned} \quad (86)$$

Pour les façades, nous considérons que le flux perdu par la paroi extérieure est égale à la somme des flux émis vers le ciel et vers le sol, tout en négligeant le flux réfléchi par la paroi extérieure vers le sol ou le ciel. Le ciel et l'environnement sont considérés comme un corps noir et leur radiosité est égale à son émittance.

$$J = \varepsilon * M^0$$

Alors, l'échange radiatif au niveau des façades devient :

$$\phi_{R,F} = S_F * h_{RPC} * (T_{F,ext} - T_C) + S_F * h_{RPS} * (T_{F,ext} - T_{SOL}) \quad (87)$$

S_F étant la surface de la façade extérieure, $T_{F,ext}$, sa température de façade extérieure et T_C , la température du ciel.

En désignant par h_{RPC} le coefficient d'échange radiatif entre les façades et le ciel et par h_{RPS} , celui entre les façades, leurs expressions s'écrivent respectivement :

$$\begin{aligned} h_{RPC} &= \sigma * \varepsilon_F * \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) * (T_C + T_{F,ext}) * (T_C^2 + T_{F,ext}^2) \\ h_{RPS} &= \sigma * \varepsilon_F * \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) * (T_{SOL} + T_{F,ext}) * (T_{SOL}^2 + T_{F,ext}^2) \end{aligned}$$

Si ε_F est le coefficient d'émissivité des façades et β , l'angle d'inclinaison des façades et en général, nous avons $\beta = \frac{\pi}{2}$ pour la surface verticale et $\beta = 0$ pour la surface horizontale. Soit :

$$h_{RPC} = \left(\frac{\sigma * \varepsilon_F}{2} \right) * (T_C + T_F) * (T_C^2 + T_F^2)$$

$$h_{RPS} = \left(\frac{\sigma * \varepsilon_F}{2} \right) * (T_{SOL} + T_{F,ext}) * (T_{SOL}^2 + T_{F,ext}^2)$$

D'où

$$\phi_{R,F} = \left(\frac{\sigma * \varepsilon_F}{2} \right) * [* (T_C + T_F) * (T_C^2 + T_F^2) * (T_{F,ext} - T_{SOL}) + * (T_C + T_F) * (T_C^2 + T_F^2)] \quad (88)$$

Les parois sont faites par des matériaux identiques sauf le plafond et le plancher. La surface i en échange radiatif avec la surface j présente le flux suivant :

$$\phi_{R,ij} = h_{R,ij} * S_i * (T_i - T_j)$$

$h_{R,ij}$ est le coefficient d'échange radiatif d'expression $h_{R,ij} = \sigma * f_{ij} * (T_i^2 + T_j^2) * (T_i + T_j)$:

$$h_{R,ij} = \frac{\sigma * (T_i^2 + T_j^2) * (T_i + T_j)}{\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i} + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j} * \left(\frac{S_i}{S_j} \right)}$$

Avec T_i et T_j les températures respectives des surfaces S_i et S_j .

Le flux radiatif reçu par la surface S et émis par l'ensemble de l'enceinte composée de N surfaces est donné par :

$$\phi_{R,S} = \sum_{i=1}^N h_{R,S} * S_S * (T_S - T_i) \quad (89)$$

Si, T_S est la température de la surface S et $h_{R,S}$, le coefficient d'échange radiatif dont l'expression est :

$$h_{R,S} = \sum_{i=1}^N \frac{\sigma * (T_S^2 + T_i^2) * (T_S + T_i)}{\frac{1 - \varepsilon_S}{\varepsilon_S} + \frac{1}{F_{iS}} + \frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i} * \left(\frac{S_S}{S_i} \right)}$$

III.4.2. ÉCHANGE PAR CONVECTION :

III.4.2.1. COEFFICIENT D'ÉCHANGE CONVECTIF :

L'échange thermique par convection est l'échange thermique entre un corps solide et un fluide (air). Sturrock a établi une relation entre le coefficient d'échange convectif et la vitesse de vent v , [10] :

- Pour la paroi au vent (surface extérieure) :

$$h_{CONV,ext} = 5,7 * v + 11,4 \quad (90)$$

- Pour la paroi sous le vent (surface intérieur) :

$$h_{CONV,int} = 5,7 * v \quad (91)$$

Selon les mesures effectuées par CEBTP, les coefficients d'échange convectif intérieur du bâtiment varient en fonction de la saison et de la forme géométrique du bâtiment, [12]. Les valeurs sont illustrées par les tableaux 11 et 12.

Tableau 11 : Coefficients d'échange par convection à l'intérieur de la maison par CEBTP.

$h_{CONV,int}$ (W/m ² . K)	Paroi verticale	Plancher	Plafond
Eté	2,5	0,5	6
Hiver	5,6	1	6,6

Tableau 12 : Coefficient convectif extérieur en fonction de la vitesse du vent selon Ito.

Vitesse de vent	$h_{CONV,ext}$ (W/m ² . K)
$v < 2m/s$	$11,7 + 0,3 * v$
$2 < v < 8m/s$	$6,7 + 2,8 * v$
$v > 8m/s$	$15 + 1,8 * v$

Pour les coefficients d'échanges convectives à l'intérieur de la maison, les valeurs du tableau 13 sont adoptées.

Tableau 13 : Quelques valeurs des coefficients d'échanges convectif [10].

PAROI	$h_{CONV,int}$ (W/m ² . K)
Vertical	9,7
Plafond	5,7
Plancher	0,5

III.4.2.2. ÉCHANGE CONVECTIF A L'EXTERIEUR DU BATIMENT

La toiture extérieure effectue d'échange convectif avec l'air extérieur suivant la relation :

$$\phi_{CONV,T} = h_{CONV,ext} * S_T * (T_{T,ext} - T_a) \quad (92)$$

A leur tour, les façades réalisent aussi l'échange convectif avec l'air extérieur suivant :

$$\phi_{CONV,F} = h_{CONV,ext} * S_F * (T_{F,ext} - T_a) \quad (93)$$

III.4.2.3. ÉCHANGE CONVECTIF A L'INTERIEUR DU BATIMENT :

Avec la présence de l'air à l'intérieur, la surface de la toiture intérieure réalise l'échange convectif comme suit :

$$\phi_{T,int} = h_{CONV,int} * S_{T,int} * (T_{T,int} - T_{a,int}) \quad (94)$$

Pendant notre étude, nous considérons que la toiture est isotherme.

Les parois intérieures effectuent l'échange convectif avec l'air intérieur selon la relation :

$$\phi_{F,int} = h_{CONV,int} * S_{P,int} * (T_{P,int} - T_{a,int}) \quad (95)$$

Avec $S_{P,int}$, la surface intérieure de la paroi, $T_{a,int}$, la température de l'air intérieur, $T_{P,int}$, la température de la paroi intérieure et $T_{T,int}$, la température de la toiture.

III.4.3.ÉCHANGE PAR CONDUCTION :

III.4.3.1.ÉCHANGE PAR CONDUCTION TRANSVERSALE :

L'échange thermique par conduction est le processus de transmission de chaleur par diffusion dans le solide. L'échange conductif suivant l'axe des x s'écrit :

$$\phi_{COND,t} = h_{COND,t} * S_M * (T_{\Delta x+x} - T_x) \quad (96)$$

Avec $h_{COND,t}$: le coefficient d'échange par conduction transversal donné par :

$$h_{COND,t} = \frac{\lambda_M}{e_M}$$

III.4.3.2.ÉCHANGE PAR CONDUCTION LONGITUDINALE :

L'échange par conduction longitudinale, selon l'axe des y, est donné par :

$$\phi_{COND,l} = h_{COND,l} * S_M * (T_{\Delta y+y} - T_y) \quad (97)$$

$h_{COND,l}$: le coefficient d'échange par conduction longitudinale, donne par :

$$h_{COND,l} = \frac{\lambda_M}{L_M}$$

III.5. HYPOTHESES DE TRAVAIL

Les hypothèses suivantes sont adoptées lors de notre étude :

- Toutes les surfaces sont isothermes.
- La masse volumique, la capacité calorifique massique et la conductivité thermique d'un solide ne dépendent pas de la température.
- Les surfaces sont grises et diffuses.
- Le milieu dans lequel ont lieu les échanges radiatifs sont complètement transparents.
- Le facteur de forme est au prorata des surfaces en échanges.
- La température radiante de l'environnement extérieur est égale à la température de l'air extérieur.
- L'émissivité et l'absorptivité d'une surface ne varient pas avec la température.

III.6. BILANS THERMIQUES ET MISE EN EQUATIONS :

La fluctuation d'énergie thermique δQ entre deux instant t à t+dt est due à l'apport de flux du rayonnement solaire et aux échanges thermiques avec l'environnement. Elle s'écrit :

$$\delta Q = \vec{j} * \vec{n} * S_i * dt + q_i * dt \quad (98)$$

L'indice i est une numérotation de l'élément considéré et S_i , la surface d'absorption du flux de rayonnement \vec{n} est le vecteur unitaire normal à S, \vec{j} , le vecteur densité du rayonnement solaire absorbé et δQ , la variation d'énergie thermique donnée par :

$$\delta Q = m_i * C_{pi} * dT_i = \rho_i * V_i * C_{pi} * dT_i \quad (99)$$

Avec m_i , la masse de l'élément considérée, C_{pi} , la capacité calorifique massique, ρ_i , la masse volumique d'élément considéré, V_i , le volume considéré, dt_i , la variation de température pendant la durée dt , q_i , la somme de tous les flux de chaleur échangés entre l'élément considéré et ses voisins :

$$q_i = \sum_j h_{i,j} * S_{i,j} * (T_j - T_i)$$

En désignant par $h_{i,j}$ le Coefficient d'échange entre l'élément i et l'élément j , $S_{i,j}$, la surface d'échange entre l'élément i et l'élément j , T_j et T_i , les températures respectives des j et i .

Finalement, nous avons l'équation suivante :

$$m_i * C_{pi} * dT_i = P_i * S_i * dt + \sum_j h_{i,j} * S_{i,j} * (T_j - T_i) * dt$$

ou

$$m_i * C_{pi} * dT_i = S_i * dt * \left(P_S + \frac{\sum_j h_{i,j} * S_{i,j} * (T_j - T_i)}{S_i} \right)$$

Soit :

$$\frac{m_i * C_{pi} * dT_i}{S_i * dt} = P_S + \frac{\sum_j h_{i,j} * S_{i,j} * (T_j - T_i)}{S_i}$$

Avec :

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta t}$$

D'où :

$$\left(\frac{m_i * C_{pi}}{S_i} \right) * \left(\frac{T_i - T_{i-1}}{\Delta t} \right) = P_S + \frac{\sum_j h_{i,j} * S_{i,j} * (T_j - T_i)}{S_i}$$

T_{i+1}, T_i : les températures de l'élément de surface i aux instants respectifs $t+dt$ et t .

La température s'exprime par :

$$T_i = \frac{P_S * S_i + \sum_j h_{i,j} * S_{i,j} * T_j + \left(\frac{m_i * C_{pi}}{\Delta t} \right) * T_{i-1}}{\frac{m_i * C_{pi}}{\Delta t} + \sum_j h_{i,j} * S_{i,j}}$$

$$T_i = \frac{P_S * S_i + \sum_{int} S_{i,j} * h_{ij}^{int} * T_{int} + \sum_{ext} S_{i,j} * T_{ext} * h_{ij}^{ext} + \left(\frac{m_i * C_{pi}}{\Delta t} \right) * T_{i-1}}{\frac{m_i * C_{pi}}{\Delta t} + \sum_j h_{i,j} * S_{i,j}} \quad (100)$$

Pour le nœud $ijkl$, nous avons l'expression :

$$T_{ijkl} = \frac{P_S * S_{ijkl} + \sum_{int} S_{i,j} * h_{ijkl}^{int} * T_{int} + \sum_{ext} S_{i,j} * T_{ext} * h_{ijkl}^{ext} + \left(\frac{m_{ijkl} * C_{pijkl}}{\Delta t} \right) * T_{i-1}}{\frac{m_{ijkl} * C_{pijkl}}{\Delta t} + \sum_{int} h_{ijkl}^{int} * T_{int} + \sum_{ext} h_{ijkl}^{ext} * T_{ext}} \quad (101)$$

Si, P_S est la puissance solaire et S_{ijkl} la surface correspondant au nœud $ijkl$.

III.6.1. BILAN SUR UNE SURFACE EN CONTACT AVEC L'ENVIRONNEMENT EXTERIEUR

La surface externe S_{ijkl} absorbe une partie de l'apport du rayonnement solaire. Le bilan thermique sur une surface s'écrit :

$$\delta Q(t) = \phi_{COND,ijkl}(t) + \phi_{RAY,ijkl}(t) + \phi_{CONV,ijkl}(t) + \phi_{SOLAIRE}(t) \quad (102)$$

D'où :

$$\phi_{COND,ijkl}(t) = \sum_j h_{i,jkl,cond,ts} * S_{i,j,k,l,j} * (T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t)) + \sum_j \sum_k \sum_l S_{i,j,k,l,j} * h_{i,jkl,cond,lg} * (T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t))$$

$$\phi_{RAY,ijkl}(t) = S_{ijkl} * h_{C,ijkl} * (T_C(t) - T_{ijkl}(t)) + S_i * h_{S,ijkl} * (T_{SOL}(t) - T_{ijkl}(t))$$

$$\phi_{CONV,ijkl}(t) = h_{CONV,ijkl} * S_{ijkl} * (T_a(t) - T_{ijkl}(t))$$

$$\phi_{SOLAIRE}(t) = \alpha * S_{ijkl} * G_{PT}$$

Il vient :

$$\frac{m_i c_{p,ijkl}}{\Delta t} (T_{ijkl}(t) - T_{i,jkl}^*(t)) = \sum_j h_{i,jkl,cond,ts} S_{i,j,k,l,j} (T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t)) + \sum_j h_{i,jkl,cond,lg} S_{i,j,k,l,j} (T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t)) + S_{ijkl} [h_{C,ijkl} (T_C(t) - T_{ijkl}(t)) + h_{S,ijkl} (T_{SOL}(t) - T_{ijkl}(t)) + h_{CONV,ijkl} (T_a(t) - T_{ijkl}(t)) + \alpha G_{PT}]$$

En introduisant les paramètres A et B, nous avons la relation :

$$T_{ijkl}(t) = \frac{A(t)}{B(t)} \quad (103)$$

Avec :

$$A(t) = \sum_j h_{i,jkl,cond,ts} * S_{i,j,k,l,j} * (T_{i'j'k'l'}(t)) + \sum_j h_{i,jkl,cond,lg} * S_{i,j,k,l,j} * (T_{i'j'k'l'}(t)) + S_{ijkl} * h_{C,ijkl} * T_C(t) + h_{S,ijkl} * T_{SOL}(t) + h_{CONV,ijkl} * T_a(t) + \alpha G_{PT} + m_{ijkl} c_{p,ijkl} \Delta t * T_{i,jkl}^*(t)$$

$$B(t) = [\sum_j h_{i,j,k,l,cond,ts} S_{i,j,k,l,j} + \sum_j h_{i,j,k,l,cond,lg} S_{i,j,k,l,j} + S_{ijkl} (h_{C,ijkl} + h_{S,ijkl} + h_{CONV,ijkl} + m_{ijkl} c_{p,ijkl} \Delta t)]$$

La température de la surface extérieure à $t+dt$ est obtenue à partir de l'équation (103). Les coefficients d'échange convectif sont les valeurs données dans le tableau (13). La température $T_{i-1,jkl}$ est la température de la surface $ijkl$ pas encore chauffée et égale à celle de l'air.

La température initiale extérieure instantanée est calculée par la formule cosinusoidale suivante [11] :

$$T_{ext} = \frac{\Delta T_e}{2} * \cos\left(\frac{\pi(14-t)}{12}\right) + t_m \quad (104)$$

Si ΔT_e est la variation de température diurne, t le temps (heure) varie de 1h à 24h et t_m , la température moyenne du mois considéré

Nous prenons le mois le plus chaud (Janvier) et le mois le plus froid (Juillet). Les fluctuations des températures extérieures pour ces deux mois sont montrées par les figures 54 et 55.

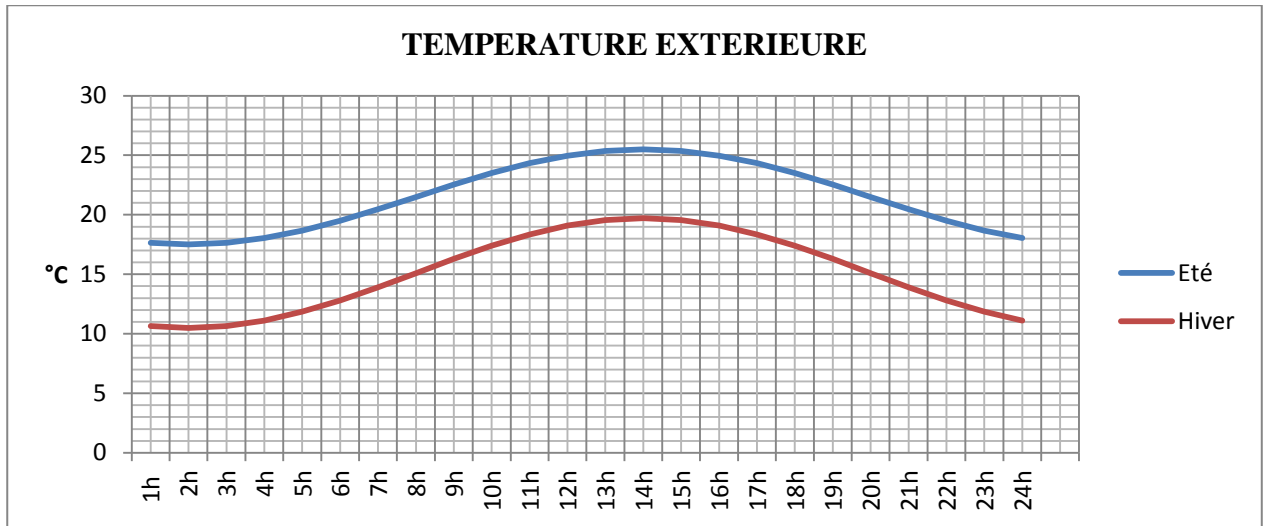


Figure 54 : Températures extérieures simulées suivant la saison.

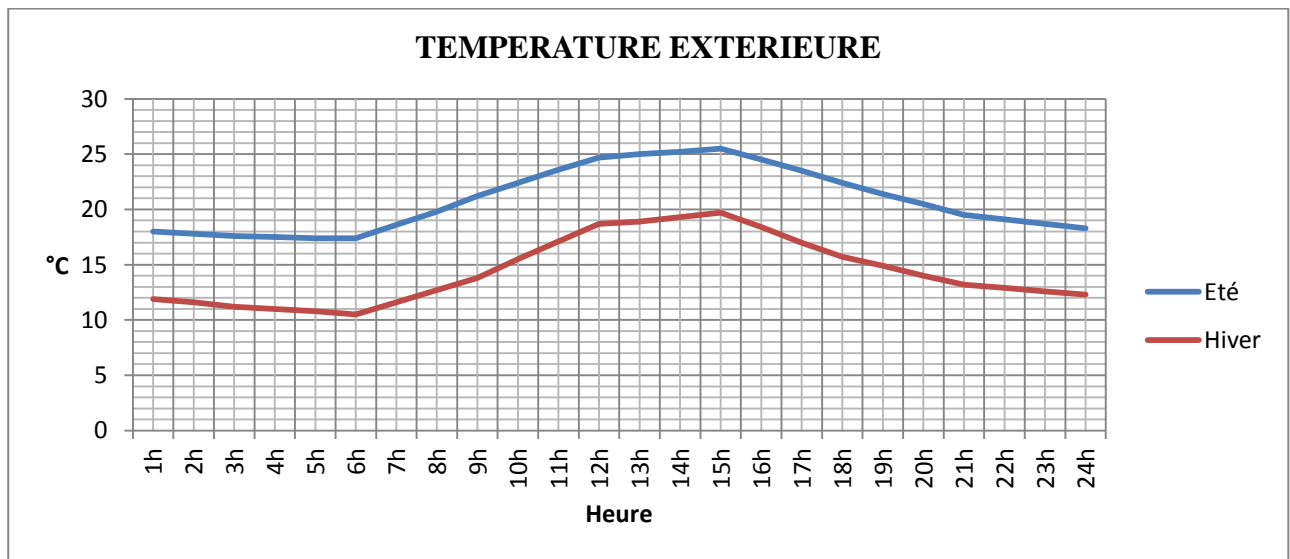


Figure 55 : Températures extérieures mesurées suivant la saison.

III.6.2. BILAN SUR UNE SURFACE EN CONTACT AVEC L'ENVIRONNEMENT INTERIEUR

L'équilibre thermique sur une surface verticale $ijkl$ dans une enceinte composée de n surfaces et N pièces, de matériau $i'j'k'l'$ est donné par l'expression suivante :

$$\delta Q(t) = \phi_{COND,ijkl}(t) + \phi_{RAY,ijkl}(t) + \phi_{CONV,ijkl}(t) \quad (105)$$

Avec :

$$\phi_{COND,ijkl}(t) = \sum_j h_{i,j,kl,t} * S_{i,j,k,l,j} * (T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t)) + \sum_j h_{i,j,k,l,l} * S_{i,j,k,l,j} * T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t)$$

$$\phi_{RAY,ijkl}(t) = \sum_{i'} \sum_{k'} \sum_{l'} h_{R,ijkl} * S_{i,jkl} * (T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t))$$

$$\phi_{CONV,ijkl}(t) = h_{CONV,ijkl} * S_{ijkl} * (T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t))$$

$$\frac{m_{ijkl}C_{pijkl}}{\Delta t} (T_{ijkl}(t) - T_{ijkl}^*) = \sum_j h_{i,j,kl,t} * S_{i,j,k,l,j} * (T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t)) + \sum_j h_{i,j,k,l,l} * S_{i,j,k,l,j} * (T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t)) + \sum_{i'} \sum_{k'} \sum_{l'} h_{R,ijkl} * S_{i,jkl} * (T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t)) + h_{CONV,ijkl} * S_{ijkl} * T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t)$$

$$T_{ijkl}(t) = \frac{A'(t)}{B'(t)} \quad (106)$$

$$A'(t) = \left(\frac{m_{ijkl}C_{pijkl}}{\Delta t} \right) * T_{ijkl}^*(t) + \sum_j h_{ijkl,t} S_{ijkl,j} T_{i'j'k'l'}(t) + \sum_j h_{ijkl,lg} S_{ijkl,j} T_{i'j'k'l'}(t) + h_{CONV,ijkl} S_{ijkl} T_{i'j'k'l'}(t) + i'k'l' h_{rijkl} S_{ijkl,j} T_{i'j'k'l'}(t)$$

$$B'(t) = \left(\frac{m_{ijkl}C_{pijkl}}{\Delta t} \right) + \sum_{i'} \sum_{k'} \sum_{l'} h_{rijkl}^{i'k'l'} S_{ijkl} + \sum_j h_{ijkl,t} S_{ijkl,j} + \sum_j h_{ijkl,lg} S_{ijkl,j} - h_{CONV,ijkl} S_{ijkl}$$

Cette expression donne la température à l'intérieur de la maison à l'instant t+dt.

III.6.3. BILAN SUR UNE SURFACE EN CONTACT AVEC LA CAVITE D'AIR INTERIEUR :

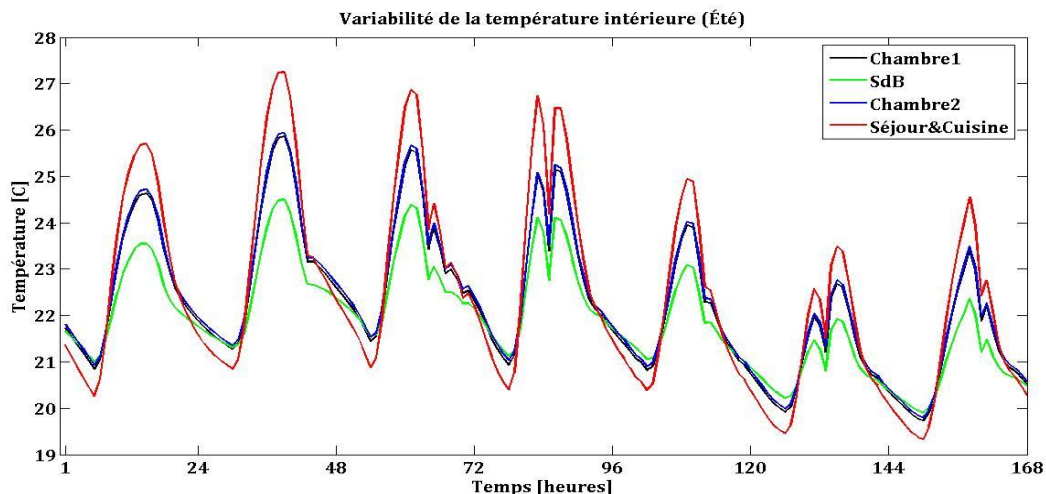
L'équilibre énergétique est donné par l'expression (107) :

$$\delta Q = \phi_{COND}(t) + \phi_{CONV}(t) \quad (107)$$

$$\frac{m_i * C_{pi}}{\Delta t} (T_{ijkl}(t) - T_{i-1,jkl}(t)) = h_{CONV,ijkl} * S_i (T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t)) + \sum_j h_{i,j,t} * S_{i,jkl} T_{i'j'k'l'}(t) - T_{ijkl}(t)$$

$$T_{i+1,jkl}(t) = \frac{h_{CONV,i} * S_i * (T_{i'j'k'l'}(t)) + \sum_j h_{i,j,t} * S_{i,jkl} * (T_{i'j'k'l'}(t)) + \frac{m_i * C_{pi}}{\Delta t} * (T_{i-1,jkl}(t))}{h_{CONV,i} * S_i + \sum_j h_{i,j,t} * S_{i,jkl} + \frac{m_i * C_{pi}}{\Delta t}} \quad (108)$$

La relation (108) donne la température de l'air à l'intérieur de la cavité . Le traitement de calcul a été faite sous energypus, les résultats sont donnés par les figures 56 et 57.



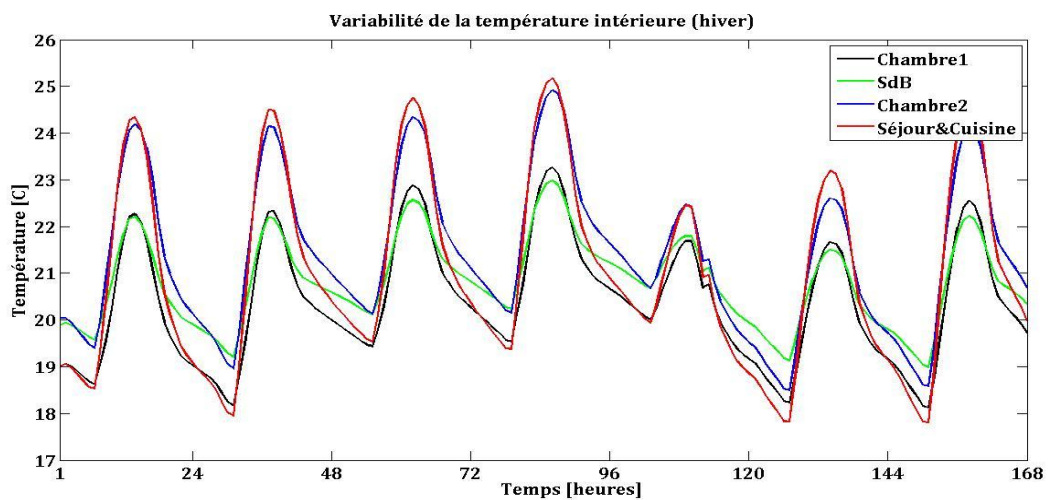


Figure 56 : Température intérieure pour deux saisons

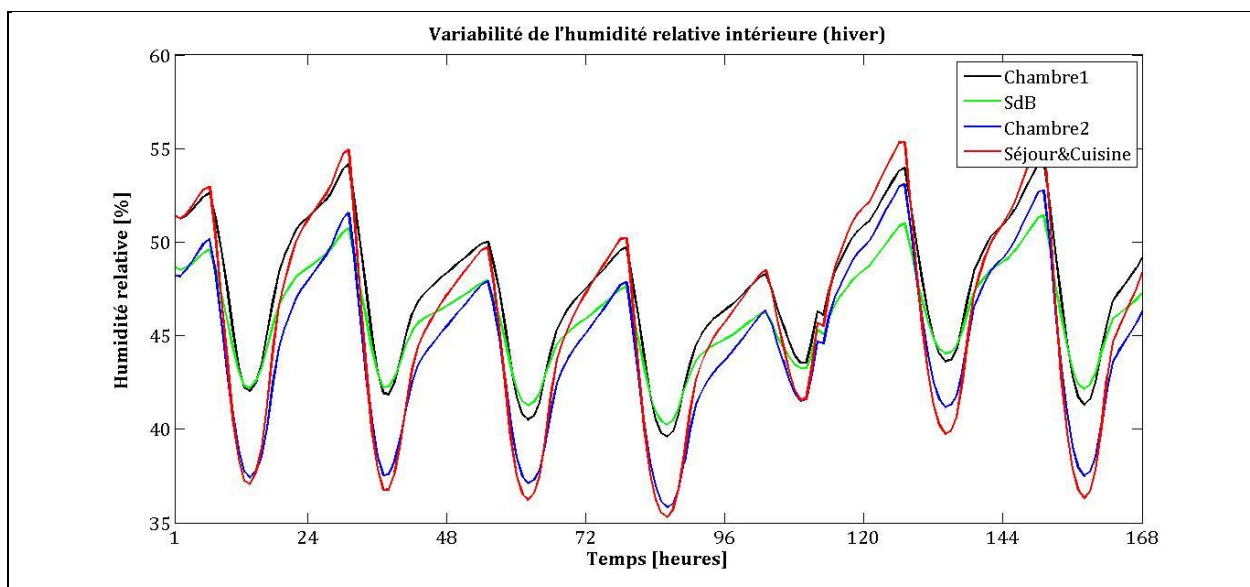
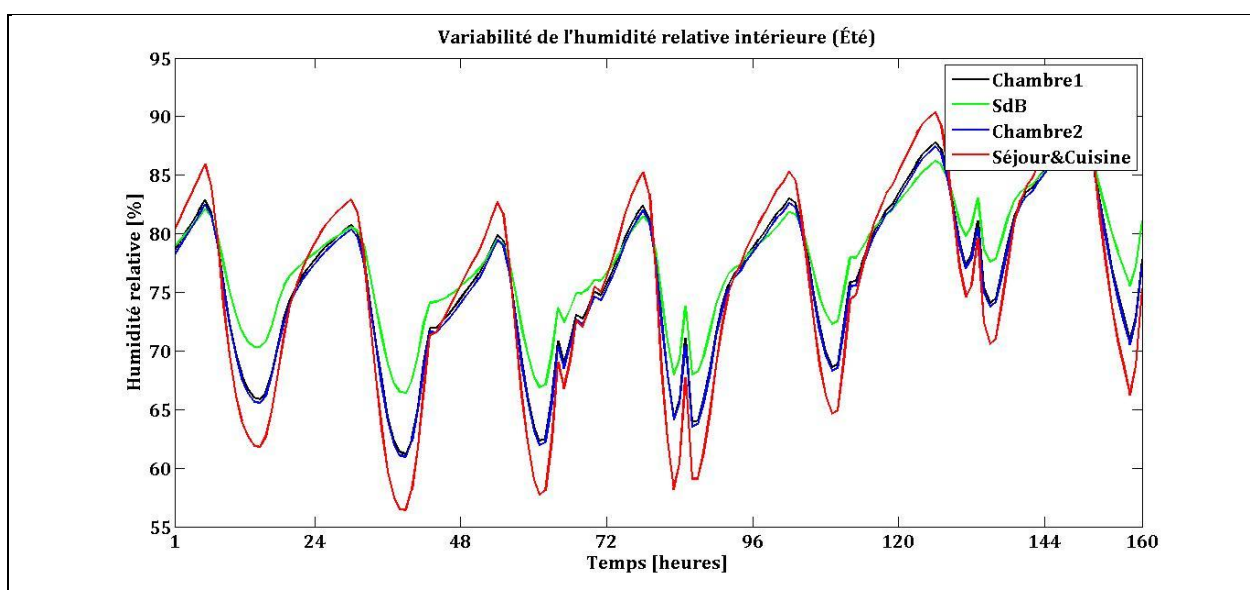


Figure 57 : Humidité relative intérieur pour deux saisons

Durant la saison chaude, la température de l'air à l'intérieur varie en moyenne de 20 à 26°C. La variation maximale de la température durant la saison chaude est de 7,5°C. La variation minimale de cette variable durant cette période est de 4,5°C. Pendant la saison froide, la température de l'air ambiant dans le bâtiment varie en moyenne de 18 à 25°C. La variation maximale de la température durant la saison chaude est de 7,5°C(séjour et cuisine). La variation minimale de cette variable durant cette période est de 3,5°C(salle de bain). Concernant l'humidité, elle varie de 57 à 92% durant la période de simulation de la saison chaude et de 38 à 57% pendant celle de la saison froide. L'écart maximal est de 36% pour la saison chaude et de 19% pour la saison froide. Concernant le confort thermique, une dispersion de l'ambiance à l'intérieur du bâtiment est constatée. Pendant la saison chaude, l'ambiance dans tout le bâtiment est répartie dans trois zones: zone de chauffage passif, zone d'effet de masse avec ventilation nocturne et zone d'effet de masse. Pendant la saison froide, l'ambiance dans le bâtiment appartient à trois zones : zone d'effet de masse, zone de confort et zone de refroidissement évaporatif direct. Pour le maintien de l'ambiance confort thermique, il faut résoudre l'inconfort tout en introduisant par moyen de rafraîchissement passif et rafraîchissement actif dans l'habitation.

III.7. CONCLUSION

Ce chapitre met en évidence la modélisation de la transfert thermique. L' échange est très important pour la résolution d'inconfort enfin mettre la sensation de confort. La simulation des modélisation a été effectué sous le logiciel EnergyPlus, cet logiciel est très important pour le calcul de thermique de l'habitat, il donne des valeurs fiable. Les résultats données par l'EnergyPlus nous permettons d'avoir la température de l'air et l'humidité relative à l'intérieur de l'habitat.

CHAPITRE IV :

RESOLUTION D'INCONFORT THERMIQUE POUR LA MAISON MALAGASY

CHAPITRE IV :

RESOLUTION D'INCONFORT THERMIQUE POUR LA MAISON MALAGASY

IV.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous cherchons les moyens de maintenir le confort thermique durant toute la journée dans chaque zone de l'habitat. A cet effet, nous étudions les propriétés thermiques des matériaux et isolants utilisés avant de passer à la modélisation. Nous procédons, par la suite, au dimensionnement de climatiseur solaire par absorption, tout en évaluant les charges existantes.

IV.2. PROPRIETES THERMIQUES DES MATERIAUX

En général, la maison des Hautes Terres est construite avec des briques en terre cuite pour les murs et avec des voliges (pin) pour le plafond et avec des chaumes ou tôles pour la toiture. Le tableau 14 donne les propriétés thermiques des matériaux de construction rencontrés dans l'habitat des Hautes Terres.

Tableau 14 : Propriétés thermiques des matériaux de construction [22][28].

Matériau	Masse volumique [Kg/m ³]	Capacité calorifique [J/Kg.°C]	Conductivité thermique [W/m.°C]
Béton plein	2300	878	1.75
Béton caverneux	1900	879	1.4
Bois à feuilles légères	525	3143	0.15
Bois à feuilles mi-lourdes	675	3156	0.23
Bois à feuilles très légères	375	3147	0.12
Bois résineux mi-lourd	500	3160	0.15
Bois lourd	650	2394	0.23
Bois léger	400	2718	0.12
Brique de terre cuite	1800	878	1.15
Brique de terre crue	1800	846	1.1
Contre plaqué	500	3000	0.15
Tôle	2787	0.251	163
Pin	546	0.76	0.16
Chaume	120	0.55	0.045
Ouate de coton	80	0.419	0.042

IV.2.1. CAPACITE THERMIQUE

La capacité thermique d'un matériau est liée sa capacité de stockage de chaleur en fonction de son volume. Plus la capacité thermique d'un matériau est grande, plus ce matériau est capable d'emmagasiner de la chaleur et de la restituer plus tard. La figure 58 montre les valeurs de la capacité thermique des différents matériaux.

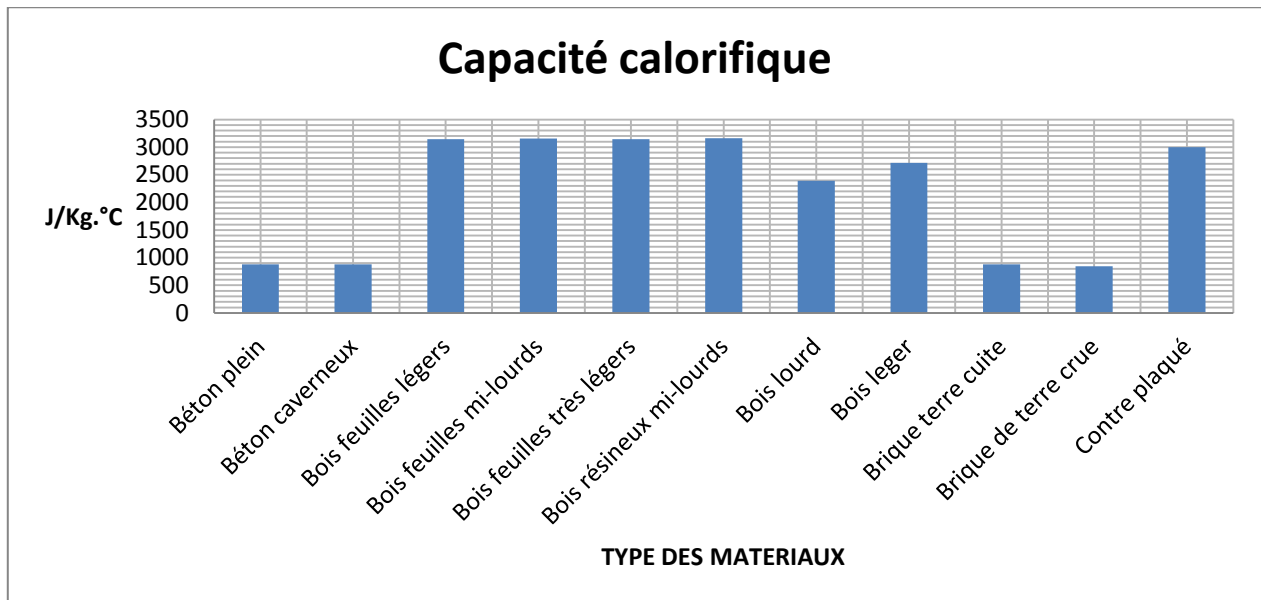


Figure 58 : Valeurs de la capacité thermique des différents matériaux.

Nous avons vu que les matériaux en bois ont une forte capacité thermique avant les bétons et les briques. Le bois est ainsi idéal pour construire une habitation en donnant de la fraîcheur en été et en distribuant de la chaleur pendant l’hiver.

IV.2.2. INERTIE THERMIQUE

La notion d’inertie thermique d’un matériau indique son aptitude à stocker de la chaleur ou à l’évacuer vers l’extérieur. Plus elle est élevée, plus le matériau est capable de stocker et de restituer de chaleur vers l’extérieur. En général, les matériaux denses et lourds ont une capacité thermique élevée. Cette capacité s’exprime par :

$$C = \rho_M * e_M * C_{PM} \tag{108}$$

Où ρ_M est la masse volumique du matériau, e_M son épaisseur et C_{PM} , sa capacité thermique.

La figure 59 présente l’inertie de chaque partie du bâtiment.

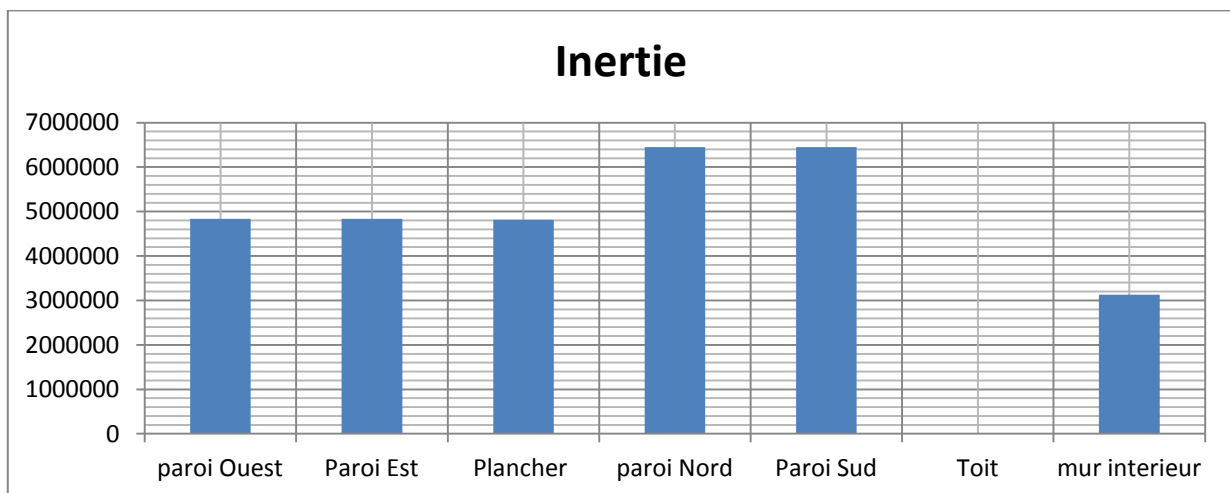


Figure 59 : Inertie thermique de chaque partie du bâtiment.

Les parois Nord et Sud sont de forte inertie thermique avant les parois Est et Ouest et les cloisons intérieures. Les le toiture, le plafond et le plancher aux niveaux supérieurs sont de faible inertie thermique. Toutes les parois sont capables de stocker et de diffuser de la chaleur.

IV.2.3 EFFUSIVITE THERMIQUE

L'effusivité thermique est la capacité d'un matériau d'emmagasiner de chaleur et est liée à la vitesse à laquelle varie sa température de surface. Elle s'exprime par :

$$e_{th} = \sqrt{\rho_M * C_{PM} * \lambda_M} \quad (111)$$

La figure (65) montre l'effusivité thermique des mêmes matériaux utilisés.

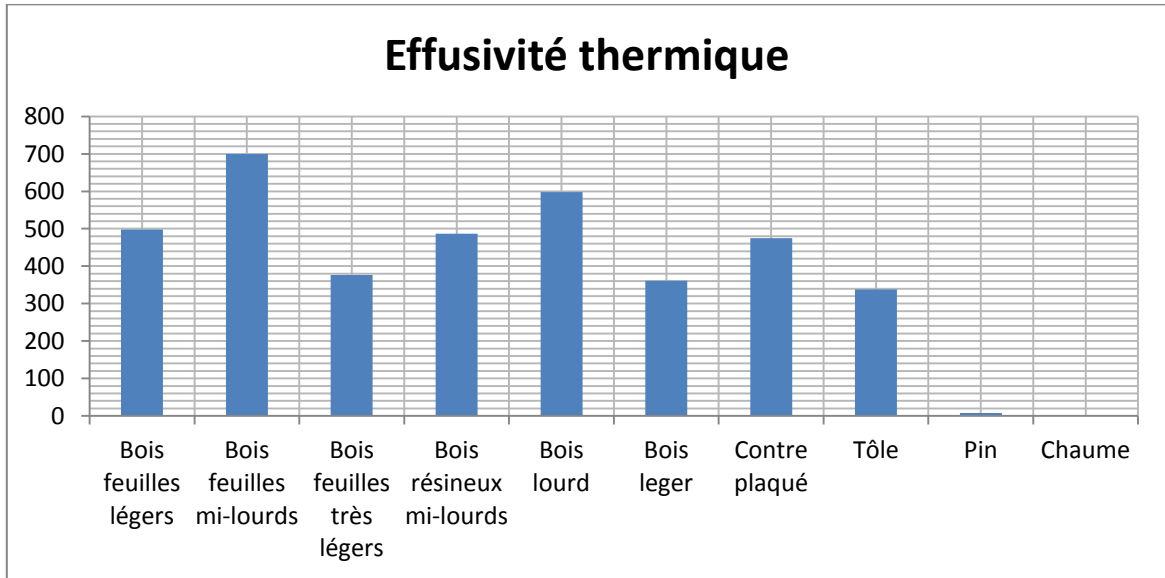


Figure 60 : Effusivité thermique des matériaux.

IV.2.4. QUANTITE DE CHALEUR STOCKEE

La quantité de chaleur stockée pendant un intervalle de temps t est donnée par la formule suivante :

$$Q = e_{th} * \sqrt{t} \quad (115)$$

Par exemple, en prenant l'intervalle t égal à 5h, la figure 61 présente la quantité de chaleur stockée correspondante.

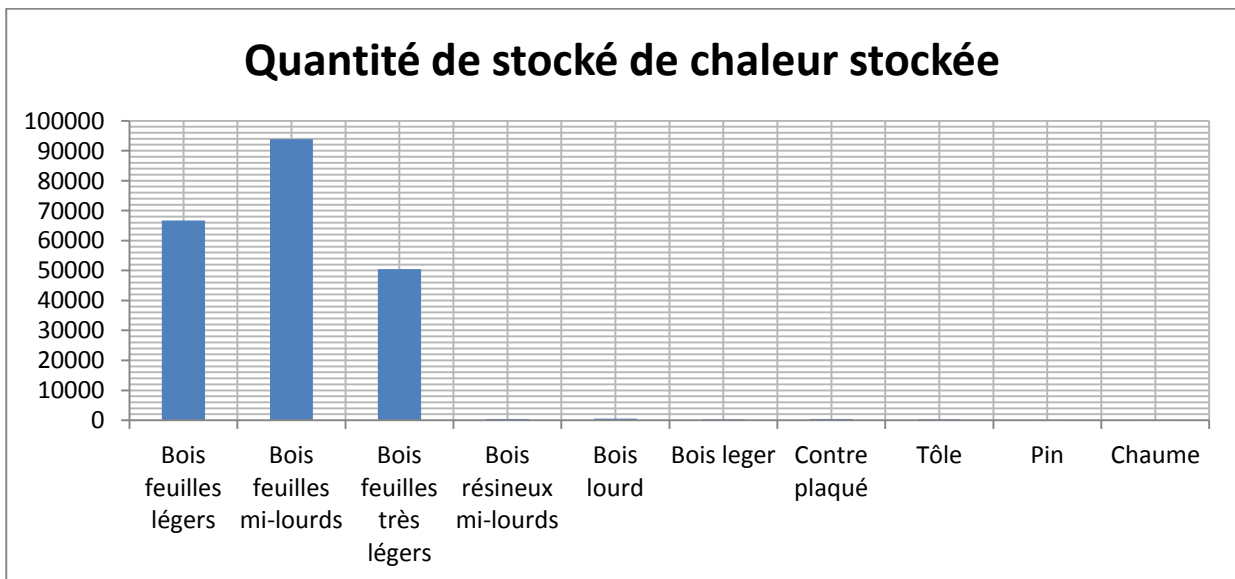


Figure 61 : Quantité de chaleur stockée pendant 5 heures pour chaque matériau.

IV.2.5.DIFFUSIVITE THERMIQUE

La diffusivité thermique caractérise l'aptitude de chauffage ou refroidissement rapide d'un matériau. Plus la diffusivité est élevée, plus le matériau s'échauffe et se refroidit rapidement (voir figure 62). Elle est fonction croissante de la conductivité thermique. Mais elle varie en sens inverse des capacité calorifique et masse volumique et est donnée par la formule 113 :

$$\alpha_{th} = \frac{\lambda_M}{\rho_M * C_{PM}}$$

(113)

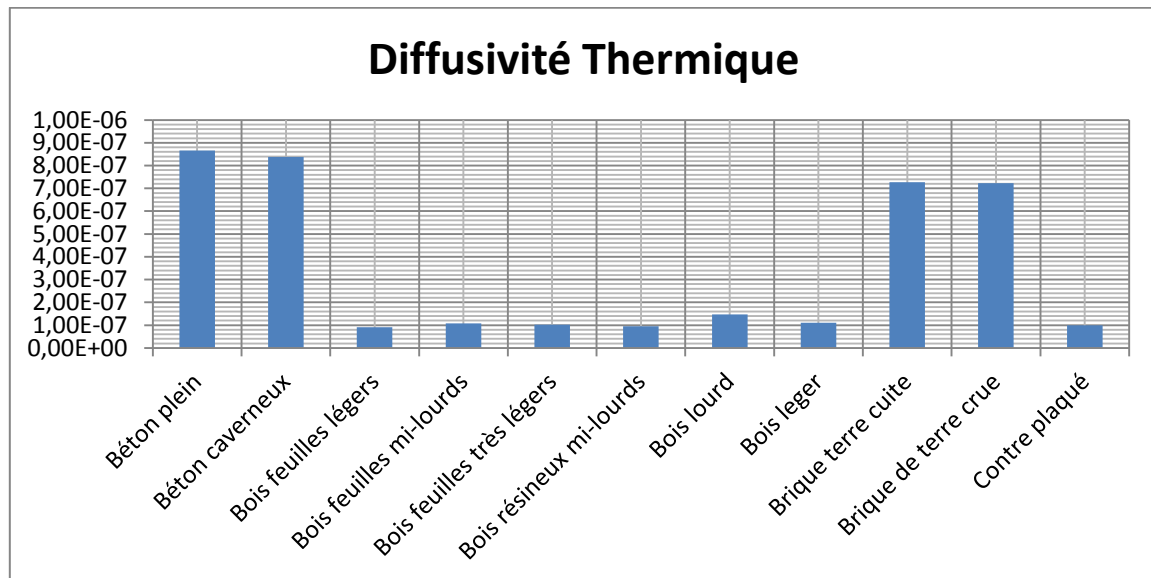


Figure 62 : Diffusivité thermique de chaque matériau.

Les isolants comme les chaume et ouate de coton ont une faible diffusivité thermique.

IV.3.PROCEDES DES RESOLUTIONS D'INCONFORT

Dans cette partie, nous modélisons notre habitat afin de résoudre l'état d'inconfort dans son intérieur. Dans ce cas nous proposons deux types de modélisation qui sont :

- Architecture solaire,
- Maison bioclimatique.

IV.3.1.ARCHITECTURE SOLAIRE

L'architecture solaire a pour objectif principal d'intégrer l'énergie solaire dans la conception d'un habitat afin d'avoir un apport maximum d'énergie solaire pendant l'hiver et d'éviter la surchauffe en pratiquant la ventilation naturelle pendant l'été.

IV.3.1.1.EXIGENCES DE L'ARCHITECTURE SOLAIRE

L'architecture solaire exige les conditions suivantes :

- Les coefficients de déperdition doivent être comprises de 0.25 à 0.4 W/m².K.
- L'enveloppe est de bonne étanchéité et le renouvellement de l'air est obligatoire.
- L'orientation du bâtiment est adéquate.

- Les ouvertures et protection s'adaptent aux parcours solaires.
- Le dimensionnement tient compte de la répartition réfléchi de l'inertie (rayonnement direct, protections éventuels) et de l'isolation extérieure.

IV.3.1.2. ETUDE DES PARCOURS SOLAIRE

Les rayonnements directs reçus par chaque façade sont indiqués sur la figure 63.

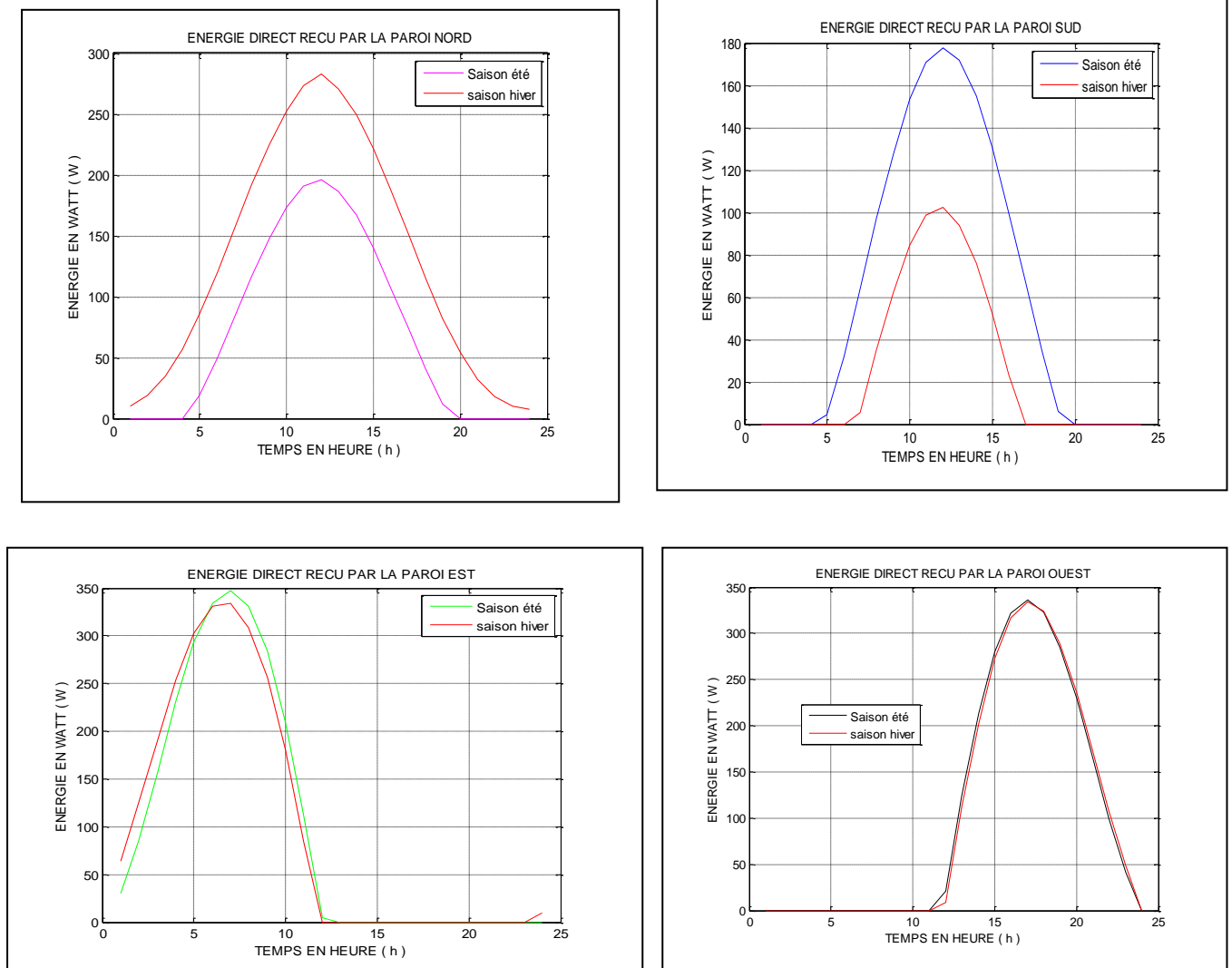


Figure 63 : Variations des rayonnements directs des façades du bâtiment.

D'après les figures 63, la paroi Nord reçoit plus d'énergie directe au moment de l'hiver, la partie Sud reçoit au moins d'énergie. Pour la paroi Est, le matin bénéficie plus d'énergie direct, par contre la paroi Ouest, c'est l'après midi qu'elle reçoit plus d'énergie direct. Alors, nous pouvons choisir le Nord pour l'orientation du bâtiment

IV.3.2. MAISON BIOCLIMATIQUE

Une maison bioclimatique est habitat conçu à s'adapter dans son environnement afin d'apporter une sensation de bien être à son occupant et d'établir le confort thermique dans son intérieur grâce à ses alentours.

IV.3.2.1. ORIENTATION DE LA MAISON

L'orientation de la maison bioclimatique dépend du parcours solaire, du climat du site et de son environnement. Alors elle est définie par rapport aux :

- Ensoleillement,

- Vents dominants,
- Éléments influents sur sa consommation d'énergie et sur ses qualités de confort.

Le tableau 15 montre les valeurs de l'insolation mensuelle (heure). La figure 64 donne la direction du vent.

Tableau 15 : Durée d'insolation en heure [3]

Partie	Janvier	février	mars	avril	mai	juin	juillet	août	septembre	octobre	novembre	décembre
Nord	170 - 210	185 - 210	180 - 215	180 - 255	190 - 280	160 - 270	180 - 260	160 - 280	200 - 290	210-290	195 - 255	190-230
Nord Ouest	200 - 210	180 - 185	230 - 265	205 - 275	200 - 290	170 - 280	190 - 270	220 - 290	240 - 300	230-310	230 - 280	230-255
Nord Est	210 - 220	185 - 195	190 - 200	205 - 220	190 - 210	170 - 210	200 - 230	200 - 230	210 - 250	230-260	230 - 245	205-240
Sud Ouest	220 - 290	235 - 260	265 - 295	255 - 285	260 - 300	250 - 280	260 - 290	270 - 310	260 - 300	280-310	275 - 315	230-290
Sud Est	200 - 250	190 - 225	190 - 225	180 - 215	210 - 240	170 - 220	180 - 220	200 - 240	210 - 250	220-250	210 - 240	220-235
H.P centre	200 - 210	175 - 180	190 - 240	205 - 255	210 - 270	190 - 260	180 - 260	220 - 270	230 - 280	240-290	225 - 270	195-235
H.P Nord	190 - 220	190 - 240	190 - 240	205 - 255	210 - 270	190 - 260	180 - 260	220 - 270	230 - 280	240-290	225 - 270	205-230
H.P Sud	200 - 250	190 - 240	190 - 245	205 - 255	210 - 270	190 - 260	180 - 260	220 - 270	230 - 280	240-290	225 - 270	195-235

Nord : région de Diana, région de Sava

Nord Ouest : région de Boeny, région de Betsiboka, région de Sofia, région de Melaky

Nord Est : région d'Atsinanana, région d'Analajirofo

Sud Est : région de Vatovavy fitovinany, région d'Atsimo atsinanana, région d'Anosy

Sud Ouest : région de Menabe, région d'Atsimo andrefana

H.P centre (Hauts Plateaux centre) : région d'Analamanga, région de Vakinakaratra, région d'Itasy, région de Bongolava, région d'Amoron'i mania, région d'Haute matsiatra

H.P nord (Hauts Plateaux nord) : région d'Alaotra mangoro

H.P sud (Hauts Plateaux sud) : région d'Ihorombe, région d'Androy

N.B :

Rouge : Plus ensoleillé (maximum)

Bleu : Proche de moins ensoleillé

Vert : Moins ensoleillé (minimum)

Orange : Proche de plus ensoleillé

Ceux-ci la présentation de direction de vent dominant en degré de quelque district et commune :

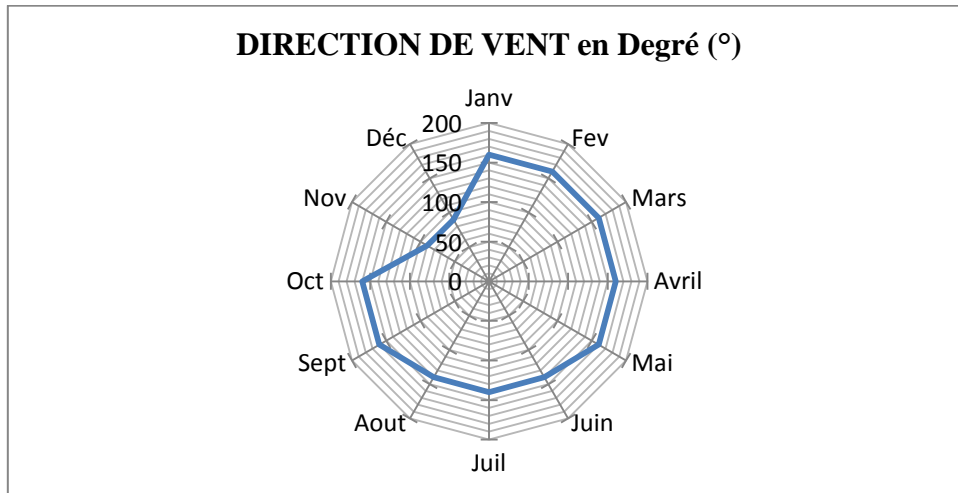


Figure 64 : Direction du vent à Antananarivo.

Suivant la figure 64, les mois d'octobre et de novembre, la direction du vent est Est et pour les autres mois, Sud-sud Est

IV.3.2.2. CONCEPTION DE LA MAISON BIOCLIMATIQUE

La conception d'une maison bioclimatique doit observer les démarches suivantes :

- Organisation de l'espace. Elle consiste en :
 - Recherche de la meilleure orientation pour mieux capter les apports solaires pendant l'hiver avec des protections pour l'été.
 - Plantation des végétaux autour du bâtiment pour la protection contre le vent et pour éviter la surchauffe estivale.
- Choix d'une isolation performante en utilisant des matériaux performants naturels et en appliquant l'isolation de la toiture.
- Réduction des infiltrations par l'isolation extérieure.
- Contrôle de l'inertie thermique du bâti en évitant les variations importantes des températures du jour et de la nuit. L'utilisation d'un matériau lourd permet de restituer la nuit et emmagasinée pendant la journée.

IV.3.2.3. ISOLATION THERMIQUE

IV.3.2.3.1 TYPES D'ISOLATION THERMIQUE

Il existe quatre types d'isolation thermique selon les matières qui constituent leur fabrication :

- Isolants minéraux : laine de verre, laine de roche, vermiculite, argile expansée.
- Isolants plastiques : alvéolaires, polystyrène expansé ou extrudé, polyuréthane.
- Isolants à base végétale ou animale : liège expansé, fibre de bois, fibre de coco, copeaux de bois, ouate de cellulose, lin, chanvre, laine de mouton, plume de canard, panneaux de textile recycle, chaume.
- Compléments d'isolation : isolants thermo- réflecteurs.

IV.3.2.3.2 PERFORMANCES

Les performances d'isolants sont dépendantes de leurs propriétés thermophysiques dont :

- La conductivité thermique : plus la conductivité thermique est faible, plus le matériau est isolant et plus il s'oppose aux transferts de chaleur.

- La résistance thermique : la performance d'un isolant est très importante si sa résistance thermique est élevée.
- La capacité thermique : la capacité thermique d'un matériau détermine son inertie.

Les figures 65 à 69 montrent les propriétés thermophysiques de chaque type d'isolant.

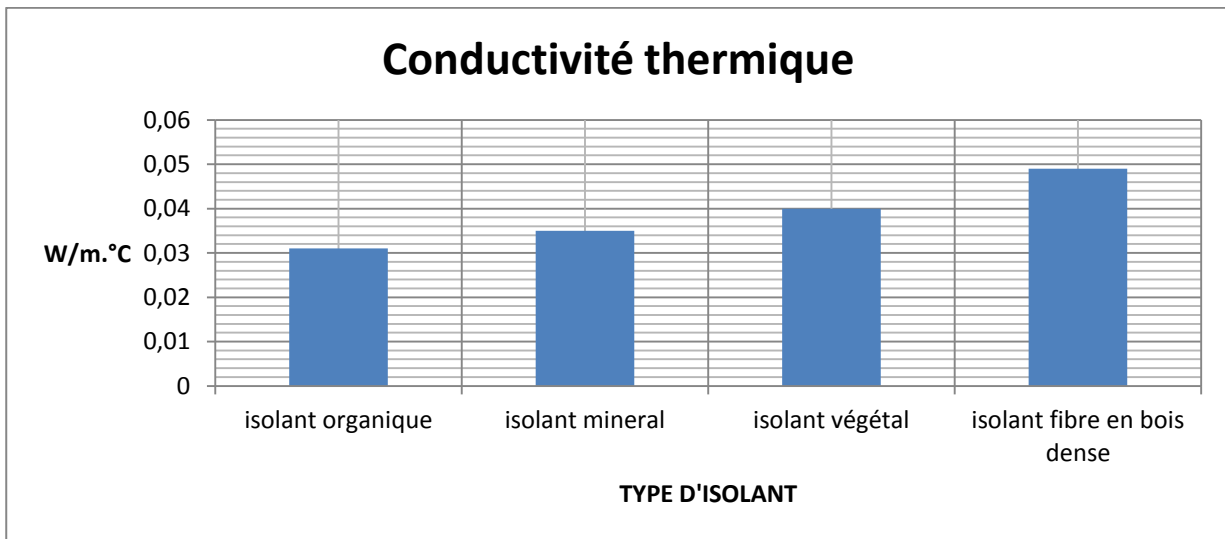


Figure 65 : Conductivité thermique de chaque isolant selon leur nature.

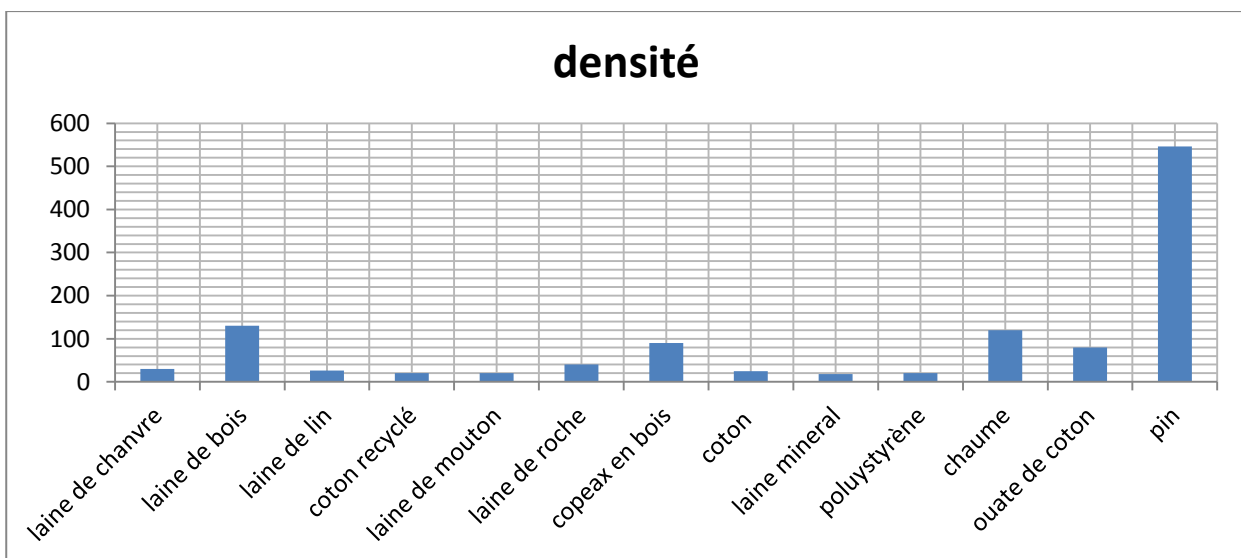


Figure 66 : Masse volumique de chaque isolant.

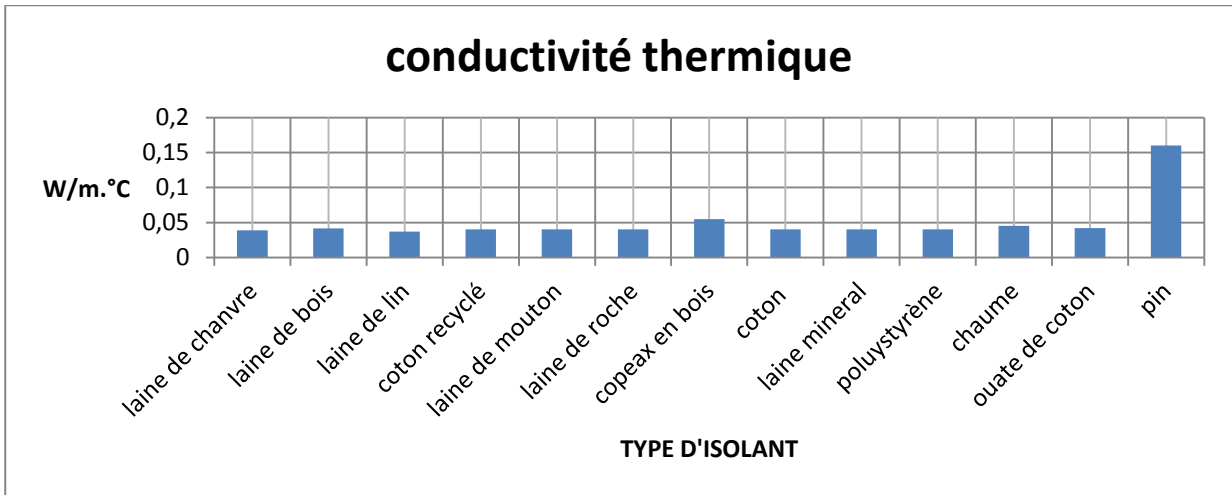


Figure 67 : Conductivité thermique de chaque isolant.

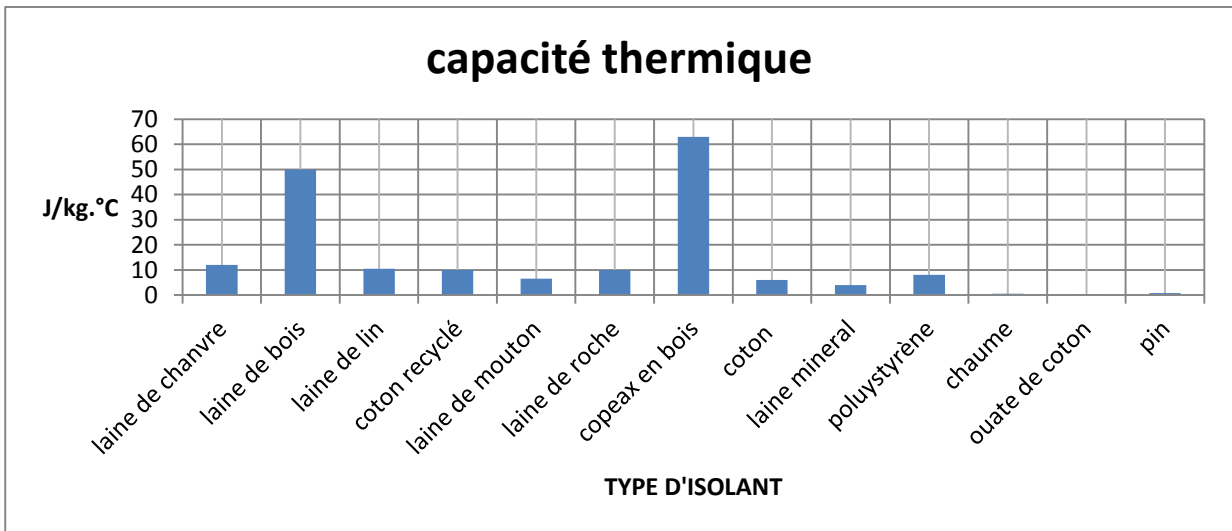


Figure 68 : Capacité thermique de chaque isolant.

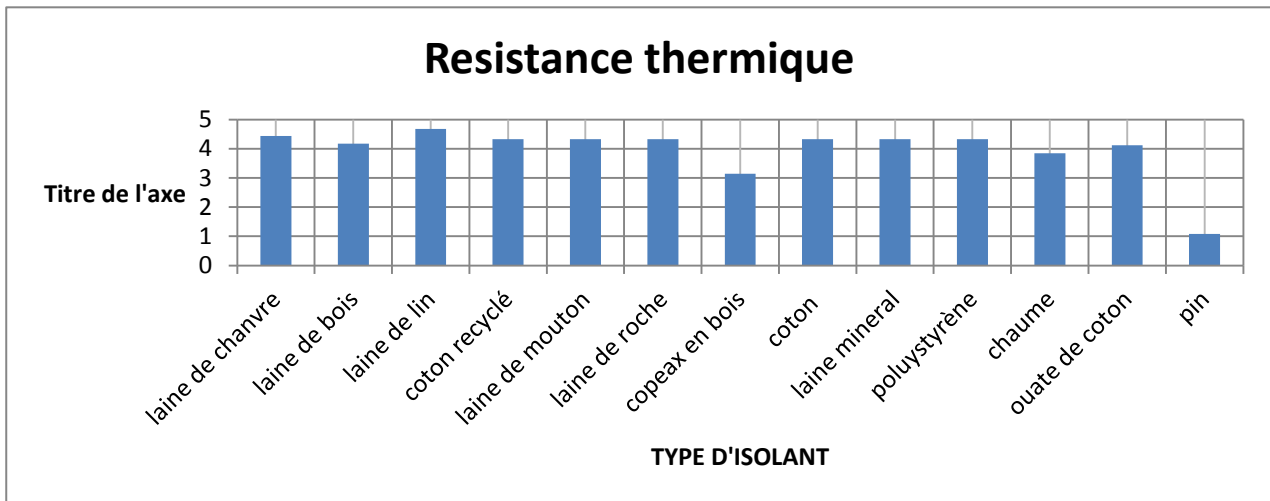


Figure 69 : Resistance thermique de chaque isolant.

Ainsi, nous constatons que les isolants organiques ont une faible conductivité thermique par rapport à celles des isolants minéraux et végétaux. D'après les matériaux disponibles à Madagascar, nous pouvons choisir l'isolant en coton en premier puis les isolants en ouate de coton, en chaume et en copeaux en bois.

IV.4. CONCEPTION

L'objectif est d'avoir une température de confort thermique d'environ 25°C au sein de chaque zone de l'habitat, tout en maîtrisant l'énergie apportée par le soleil. Dans ces phénomènes de captation et de distribution d'énergie à Antananarivo, deux saisons (été et hiver) sont considérées.

IV.4. 1. CONCEPTION HIVERNALE

Suivant la région, la saison fraîche, du mois de Mai jusqu'au mois de Septembre, est marquée par une diminution de température de 06°C à 21°C. Nous allons apporter des techniques pour maintenir la température aux environs de 25°C pour assurer le confort tout en respectant les principes suivants :

- Captage d'énergie solaire : nous procédons à la captation d'énergie en jouant sur l'orientation des bâtiment et parois recevant plus d'énergie au moment de la saison hiver. Notre étude permet de déterminer que la façade Nord reçoit le plus d'énergie durant la saison hiver. Il est conseillé de mettre du vitrage sur cette façade Nord pour augmenter l'énergie à l'intérieur par effet de serre.
- Stockage de l'énergie : nous conseillons d'utiliser les matériaux à forte d'inertie. Ainsi, nous proposons l'utilisation des bétons. Cependant, la plupart des maisons sont en briques cuites à cause de leur prix.
- Conservation de l'énergie interne : l'énergie reçue à l'intérieur doit être conservée. Aussi, il est préférable d'éviter la déperdition thermique vers l'extérieur par isolation intérieure à partir des matières organiques.
- Distribution de l'énergie : l'énergie reçue doit être distribuée par l'ensemble des surfaces intérieures pour chauffer l'air intérieur en vue de l'obtention d'une température confortable. L'utilisation des matériaux à forte capacité comme les bois et béton est priorisée.

L'ensemble de toutes ces recommandations est résumé par la figure (70).

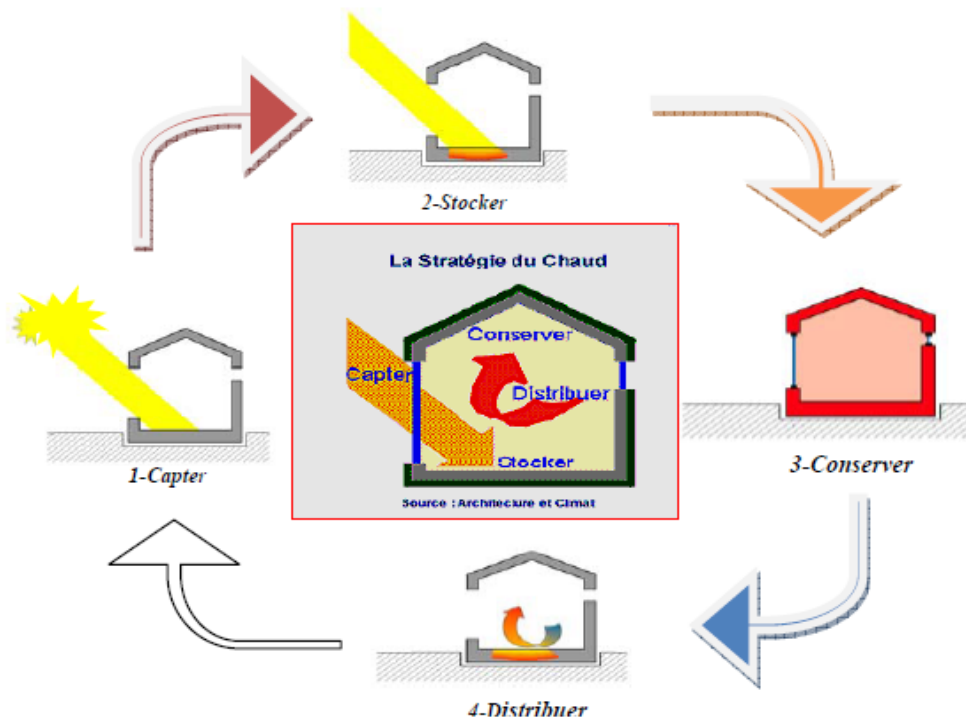


Figure 70 : Conception hivernale. [23]

IV.4. 1. CONCEPTION ESTIVALE

La saison estivale est une période chaude et humide, marquée par une hausse de température jusqu'à 31°C mais elle varie aux alentours de 28°C. Pendant la journée, le confort est assuré par l'ouverture des fenêtres et des portes pour avoir un renouvellement d'air et pour éviter l'humidité. Pour établir le confort d'été, nous prenons les mesures suivantes :

- Protection d'énergie solaire : l'objectif est de diminuer les apports directs du rayonnement solaire. Nous voyons que les parties Est et Ouest reçoivent une forte d'énergie pendant la saison chaude. La création de véranda de ces côtés est conseillée pour diminuer cet apport direct d'énergie.
- Evacuation de l'énergie interne : à cet effet, l'utilisation des systèmes de ventilation est proposée.
- Minimisation des apports d'énergie : il faut contrôler et limiter les appareils et matériels qui sont des sources internes d'énergie.
- Amortissement des pics de chaleur : la stabilisation de la température de l'air intérieur doit être respectée au mieux.

. Le figure (71) présente l'ensemble de ces précautions pour assurer le confort thermique dans chaque zone de l'habitat durant la période estivale.

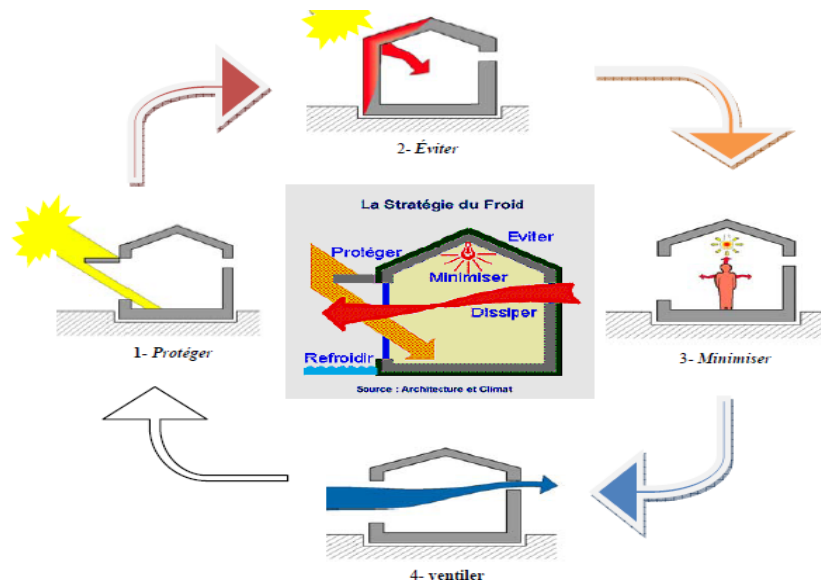


Figure 71 : Conception estivale.[23]

IV.5 CONCEPTION DE VENTILLATION NATURELLE

Nous parlons de la ventilation naturelle quand le renouvellement d'air est provoquée par des forces d'origine intérieure au système (gradient de température) sinon la ventilation est forcée ou mixte.

IV.5. 1.OBJECTIFS

L'effet de ventilation de l'habitat a un double objectif, à savoir :

- Le premier est de prendre en compte la bonne qualité de l'air intérieur. Ceci est important pour le bien être des occupants. Ainsi, il faut éviter l'excès d'humidité qui provoque des croissances des divers micro-organismes dont les acariens et des produits toxiques ou allergiques. Pendant notre étude, nous ne tenons pas de ce premier objectif, les fenêtres et portes étant toujours fermées.
- Le second objectif est de maintenir des conditions de confort acceptables pour les usagers. L'apport de l'air est très important en été. Il faut alors rafraichir par échange convectif et refroidir les structures de l'enveloppe pendant cette saison.

IV.5. 2.DIFFERENTS TYPES DE VENTILATION

Il existe trois types de ventilation :

- Ventilation par simple exposition ou ventilation monofaçade,
- Ventilation par double exposition ou ventilation traversante,
- Ventilation par tirage thermique.

IV.5. 2.1.VENTILATION PAR SIMPLE EXPOSITION

La ventilation monofaçade a été faite par une seule grande ouverture. L'air entre et sort par la même ouverture dans cette conception de ventilation naturelle. Les fenêtres doivent être placées en haut pour que l'air puisse entrer et circuler dans la partie inférieure et sorte par la partie supérieure. La figure 72 montre cette ventilation monofaçade.

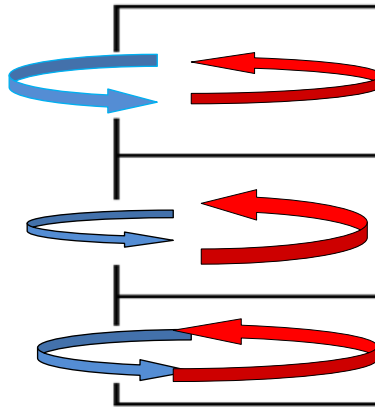


Figure 72 : Ventilation monofaçade.

IV.5. 2.2. VENTILATION PAR DOUBLE EXPOSITION

La ventilation par double exposition est favorisée par deux ouvertures de faces opposées. Elle est fonction du déplacement du vent. L'une de deux faces est exposé au vent et l'autre face se trouve sous l'effet ce vent. La ventilation en double face est provoquée par différence de pression entre les deux ouvertures ou bien par différence de températures des deux côtés (voir figure 73).

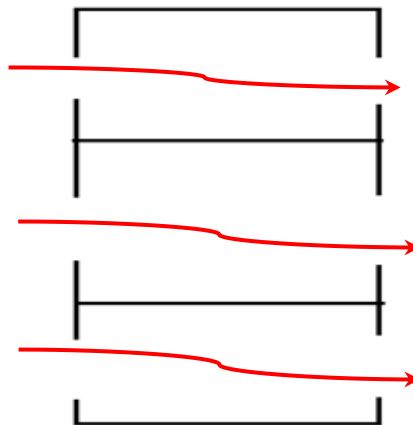


Figure 73 : Ventilation traversante.

IV.5. 2.3. VENTILATION PAR TIRAGE THERMIQUE

En général, la ventilation par tirage thermique est utilisée dans les cas où les deux ventilations (traversante et monofaçade) ne sont pas réalisables. Le tirage thermique est assuré par la différence de température entre l'air chaud intérieur et celle de l'air plus frais de l'extérieur. Cet effet "cheminée" est efficace pendant l'hiver et les nuits d'été. Ce mouvement est assurée par une entrée d'air frais dans le bas du bâtiment qui l'achemine vers la sortie en haut de l'habitat (voir figure 74).

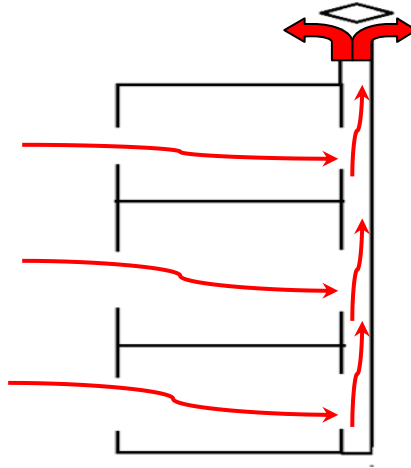


Figure 74 : Ventilation par tirage thermique.

IV.6. MODELISATION DE VENTILATION.

La modélisation est de trouver le taux de ventilation ou le débit d'air suivant la saison. Nous avons besoin de rafraîchir l'air par ventilation, d'évacuer l'énergie et de se protéger de l'énergie venant de l'extérieur au moment voulu. Par contre, la saison hiver est froide et nous avons besoin de capter l'énergie extérieure et de la garder de façon permanente en utilisant les isolations intérieures.

IV.6. 1. MODELISATION DE VENTILATION EN SAISON HIVER

Pendant l'hiver, l'occupant a tendance de fermer les portes, fenêtres et toutes ouvertures, la ventilation étant seulement causée par les défauts d'étanchéité de l'enveloppe (fissures, petits).

Le débit volumique d'air qui passe par un orifice est exprimé par la relation (120) [16] :

$$Q_V = K * (\Delta P)^n \quad (120)$$

Si, Q_V , est le débit volumique d'air par infiltration, K , le coefficient de perméabilité, ΔP , la différence de pression de part et d'autre du défaut et n , l'exposant caractéristique de l'écoulement. n est 0,5 pour l'écoulement turbulent, 1 pour l'écoulement laminaire, [19]

IV.6. 2. MODELISATION DE VENTILATION EN SAISON ETE

Pendant la saison chaude, les occupants préfèrent ouvrir les fenêtres et portes pour rafraîchir l'air intérieur et avoir ainsi une température de confort. Durant le jour, nous procédons par ventilation diurne grâce aux ouvertures des portes et fenêtres.

En absence du vent, le renouvellement d'air est engendré par la différence de pression générée par la différence entre la température extérieure et celle intérieure. Le débit de ventilation à travers une grande ouverture verticale dû au seul effet thermique est exprimé par la relation (122)[19] :

$$Q_{V,th} = \frac{1}{3} * A * C_d \left[\frac{g * H * \Delta T}{\bar{T}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (122)$$

Dans cette relation, A est la surface d'ouverture, g l'accélération de pesanteur, H , l' hauteur de l'ouverture, C_d , le coefficient de décharge lié à l'ouverture (égal à 0,61 [16]), ΔT , la différence de températures entre les deux zones et \bar{T} leur température moyenne.

Warren et Parkins mettent une relation entre l'effet thermique et l'effet dû au vent pour calculer le débit de ventilation en proposant, [24] :

$$Q_{V,W} = \text{MAX} (Q_{V,th} , Q_{vent,W}) \quad (123)$$

Le débit de ventilation dû à l'effet du vent ($Q_{vent,W}$) est exprimé par:

$$Q_{vent,W} = 0,025 * A * V_{vent} \quad (124)$$

Où A est la surface de l'ouverture et V_{vent} , la vitesse du vent.

La déperdition locale est donnée par la relation (125) :

$$\dot{Q}_V = \rho_{air} * C_{p,air} * \dot{Q}_V * (T_{air,ext} - T_{air,int}) \quad (125)$$

IV.7 VALIDATION

Nous avons simulé le confort de notre habitat avec EnergyPlus. Nous avons pris les conceptions hiver et été tout en tenant compte la ventilation. Les résultats ainsi obtenus sont présentés sur les figures 75 et 76.

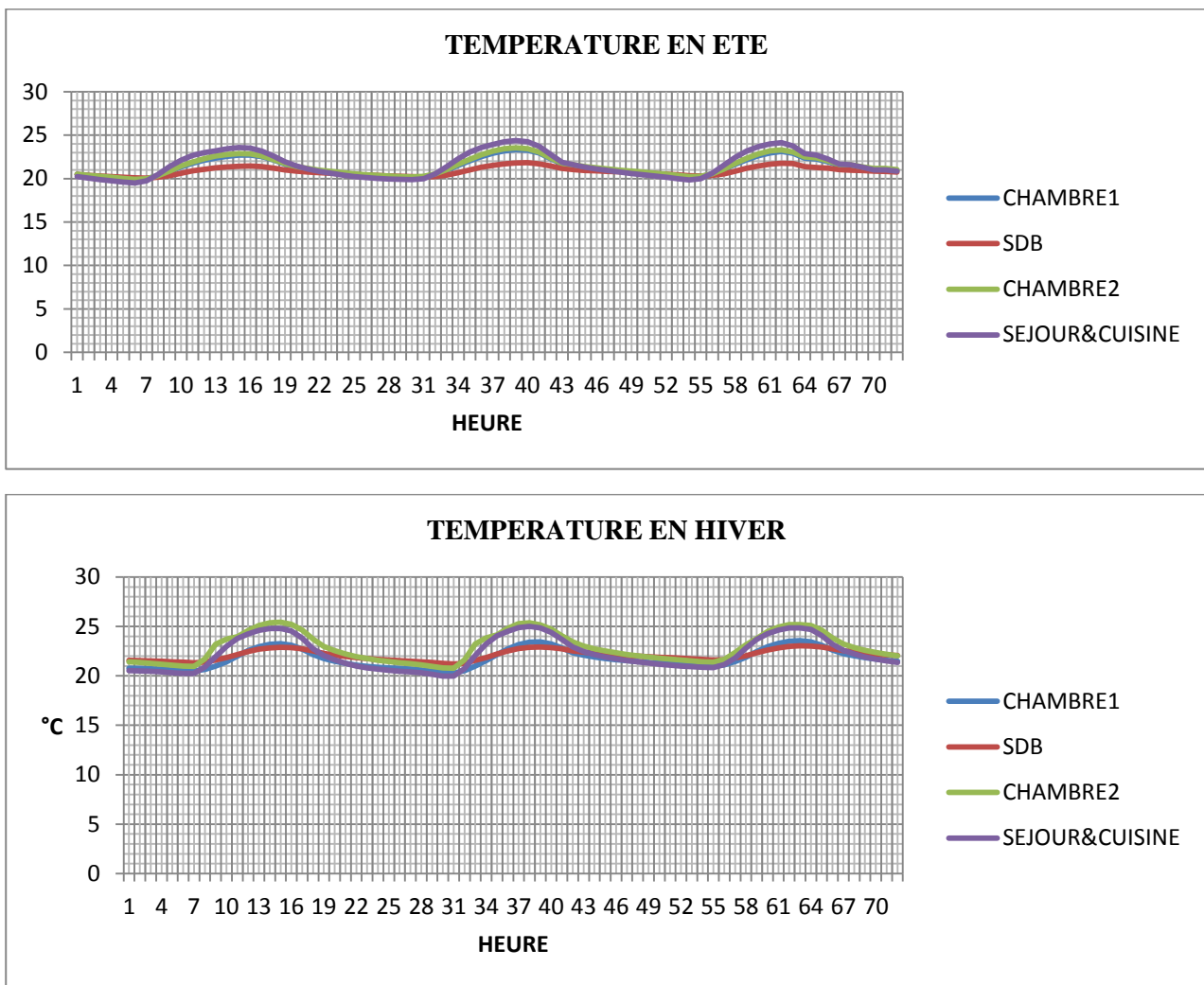


Figure 75 : Températures intérieures de la maison pour les deux saisons.

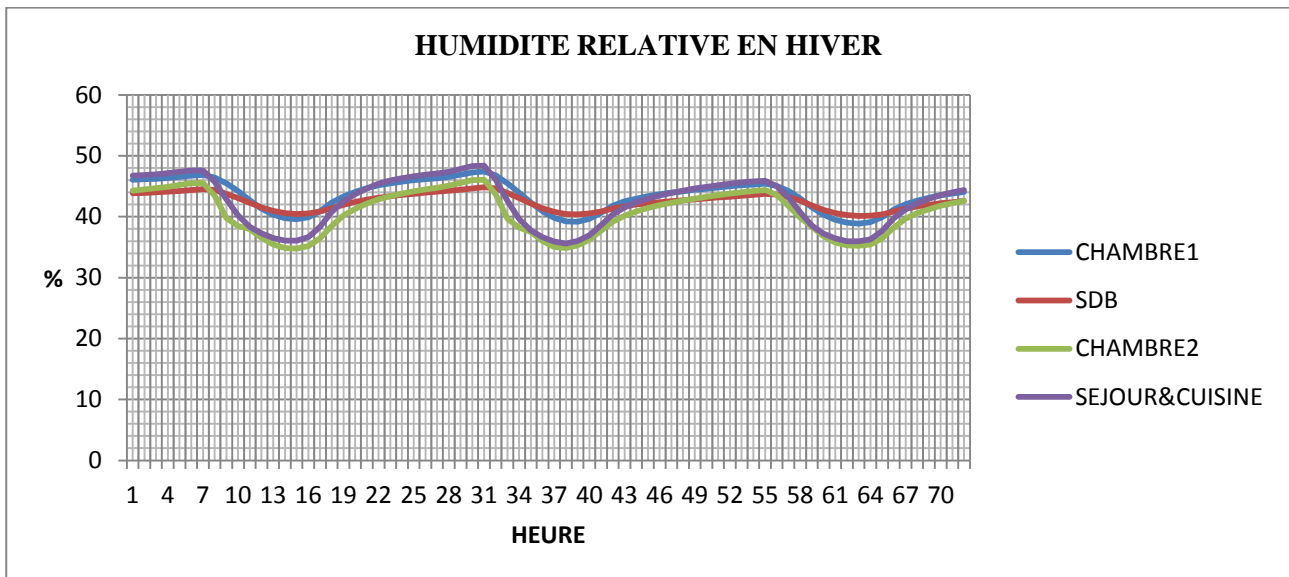
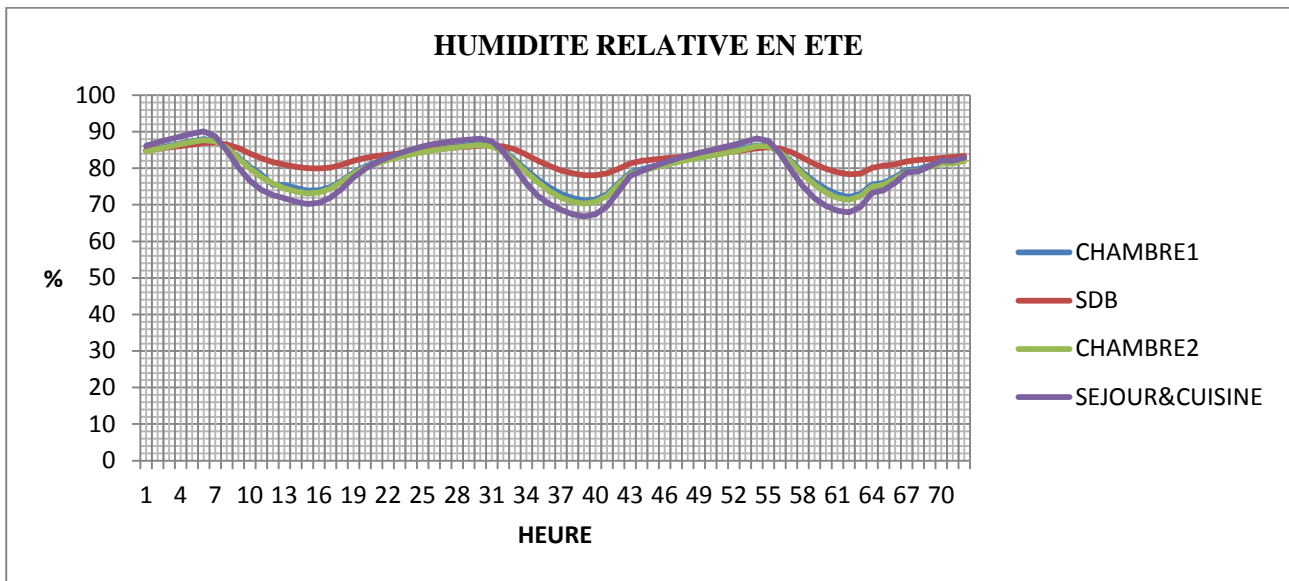


Figure 76 : Humidité relative à l’intérieur de la maison selon les deux saisons.

A travers ces résultats, nous pouvons dire que pendant les deux saisons, les températures extrémales sont respectivement autour de 20°C et de 25°C, le 20°C. Concernant l’humidité relative de ces deux saisons, elle augmente respectivement de 70 à 90% et de 35 à 59% . Ces conceptions résolvent les températures, mais il faut être prudent concernant l’humidité. Alors, il est raisonnable de pratiquer la climatisation solaire.

IV.8. CLIMATISATION SOLAIRE

La climatisation solaire est un ensemble de procédés visant à maintenir les caractéristiques de l’air ambiant d’une pièce ou d’un ensemble de locaux dont les valeurs des température, hygrométrie et qualité de l’air requise afin d’éprouver une sensation de confort thermique par les locataires. La climatisation solaire est une application utilisée dans la technique de réfrigération thermique et solaire, [9]. Effectivement, à travers l’emploi de climatisation solaire, à la fois l’économie d’énergie et la protection de l’environnement sont réalisées..

Nous rappelons que le climat de Hautes Terres de Madagascar présente une forte variation de température et un taux humidité variant de 77 à 83% .

IV.8. 1.BASE DE DONNEES CLIMATIQUES

Les deux types de climat de cette région conduisent aux deux problèmes de climatisation différents, le premier demandant surtout un chauffage de l'air et le second, un refroidissement de l'air.

IV.8. 1.1.MOIS DE BASE

L'évaluation du bilan thermique est basée sur l'estimation des gains externes et internes durant les mois le plus chaud et le plus froid de l'année appelés le mois de base. Les valeurs des charges thermiques totales obtenues pour ces mois de base déterminent la puissance frigorifique du climatiseur solaire à installer.

IV.8. 1.2.CONDITIONS INTERIEURES DE BASE

En vue d'avoir, le confort thermique à l'intérieur du bâtiment climatisé, les valeurs suivantes doivent être acceptées par au moins 80% des occupants :

- Humidité relative comprise entre 30 à 60%,
- Température comprise entre 18 à 25°C,
- Apport de nouvel air entre 15 à 40m³/heure/personne.

IV.8. 2.EVALUATION DU BILAN THERMIQUE DE CLIMATISATION

Le calcul du bilan thermique de climatisation s'effectue à partir des gains réels, c'est-à-dire au moment où les apports calorifiques atteignent leur maximum dans le local. On distingue :

- Les gains internes : ce sont les dégagements de chaleur sensible ou latente ayant leurs sources à l'intérieur de la maison (occupants, éclairage et autres équipements électriques et non électriques).
- Les gains externes : ce sont les apports de chaleur sensible dû à l'ensoleillement à travers les parois extérieures et toitures.

Les charges d'un local ou quantités d'énergie et d'humidité qu'il faut retirer de l'air par unité de temps pour assurer les conditions de température et d'humidité souhaitées à l'intérieur ou charges enthalpiques ou sensibles (exprimées W) correspondent aux quantités du volume climatisé. Nous avons 2 types de charge :

- Les charges enthalpiques ou sensibles,
- Les charges latentes.

La distinction entre chaleurs sensible et latente permet de déterminer l'appareil de climatisation et, entre-autres, le débit d'air et la température d'évaporation qui conditionne la capacité de l'appareil à utiliser.

IV.8. 2.1.BASES DE CALCUL

Il convient alors d'effectuer le calcul aux heures, jour et mois de l'année pour lesquels les charges représentent leurs moyennes maximales.

Dans notre cas, nous prenons cette heure entre 12 et 13h, car souvent à cette heure, nous avons le maximum de personnes dans les locaux et un fonctionnement maximal de divers appareils existants. Par ailleurs, nous choisissons de calculer la charge durant le jour ouvrable et le week-end.

IV.8. 2.2.CHARGES INTERNES

Pour les occupants, selon les activité et conditions intérieures, l'homme dégage de la chaleur latente sous forme de vapeur d'eau et de la chaleur sensible. Ces charges sont difficiles à déterminer car le mouvement de l'homme sont variables dans les heures et journées. Ainsi, il existe deux sortes de gain générés par les occupants :

- Gains sensibles exprimés par :

$$Q_{soc} = n * C_{soc} \quad (126)$$

- Gains latents donnés par :

$$Q_{LOC} = n * C_{LOC} \quad (127)$$

Si, Q_{soc} est la chaleur sensible de l'occupant, Q_{LOC} la chaleur latente correspondante et n désigne le nombre d'occupants.

Le tableau 16 montre les chaleurs sensibles et les chaleurs latentes en fonction de l'activité de l'occupant.

Tableau 16 : Chaleurs sensibles et latentes dues aux occupants du local[8].

ACTIVITE	TEMPERATURE (°C)					
	25		26		27	
	Chaleur sensible	Chaleur latente	Chaleur sensible	Chaleur latente	Chaleur sensible	Chaleur latente
Assis au repos	65	37	62	40	60	42
Débout, marche lente	68	63	63	68	57	74
Repas	77	84	71	90	64	97
Travail léger	67	49	63	59	56	60
Travail facile	80	140	72	148	67	153
Danse	88	161	80	169	75	174
Travail difficile	149	277	142	284	136	290

Ces valeurs sont valables pour un homme adulte. Nous devons minorer les valeurs du tableau 19 par les coefficients suivants :

- Pour les femmes : - 20%,
- Pour les enfants : - 20% à - 40%.

▪ APPORTS DE CHALEURS DUES A L'ECLAIRAGE

La chaleur sensible relâchée par les éclairages se présente sous deux formes :

- Chaleur de convection des lampes, tubes et montages
- Rayonnement absorbé par les murs, planchers et meubles variant après un délai de mise en service.

Ces charges dépendent de la lampe :

- Lampe fluorescente :

$$Q_{SECL} = 1,25 * P_L \quad (128)$$

- Lampe incandescente :

$$Q_{SECL} = P_L \quad (129)$$

Où, P_L est la puissance de la lampe.

Le tableau 17 définit la valeur de puissance selon le type de bâtiment et les activités.

Tableau 17 : Puissance raccordée[8]

Destination du local ou type d'activité	Puissance raccordée (W/m ²)	
	Lampe incandescente	Lampe fluorescente
Entrepôt, habitat, restaurant, théâtre	25	8
Bureau, salle de cours	65	16
Salle de lecture, d'ordinateurs, laboratoire, magasin	110	24
Supermarché, amphithéâtre sans fenêtre , travaux de précision		45

- APPORTS DE CHALEUR DUES AUX APPAREILS ELECTROMENAGERS

Les équipements divers à l'intérieur des locaux peuvent contribuer à des apports thermiques complémentaires tels que : les ordinateurs, la télévision et les appareils émettant de la vapeurs d'eau.

La plupart des appareils constituent à la fois une source de chaleur sensible et latente. Pour évaluer les apports de chaleur correspondants, nous adoptons l'expression :

$$Q_{SEQUIP} = \frac{P_{APP} * Durée}{60}$$

(130)

Le tableau 18 illustre les données de simulation.

Tableau 18 : Charge interne totale en W.

		JOURS OUVRABLES	WEEK-END
NOMBRE DES OCCUPANTS	Homme adulte	1	1
	Femme adulte	1	1
	Enfant	4	4
TELEVISION	Durée	4h/jour	10h/jour
	Nombre	1	1
LAMPE INCANDESCENTE	Durée	4h/jour	4h/jour
	Nombre	4	4
APPAREIL POUR LA CUISSON	Durée	4h/jour	4h/jour
	Nombre	1	1
CHARGE INTERNE		4660,89	5344

IV.8. 2.3. CHARGES EXTERNES

La figure 77 estime les charges externes.

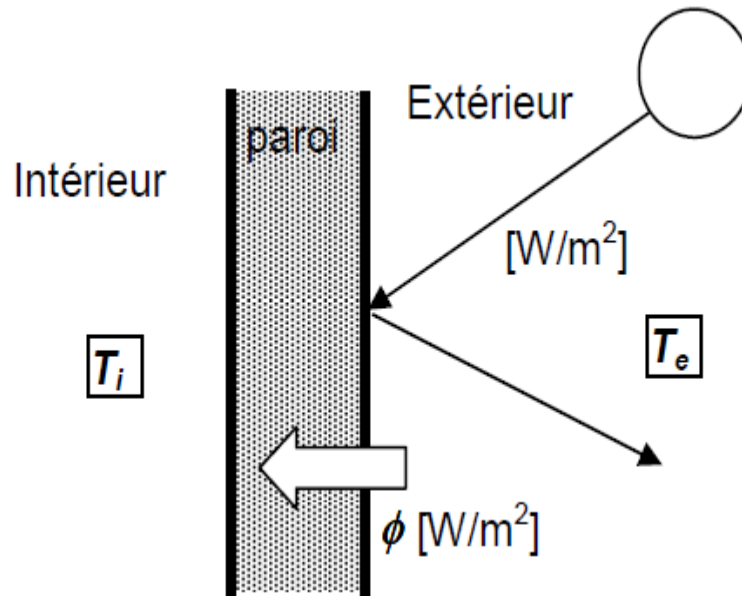


Figure 77 : Échanges thermiques au niveau d'une paroi [7].

Pour l'apport de chaleur par transmission à travers les parois extérieures (murs, toiture, etc.) et les vitrages, nous avons :

$$Q_{STR} = k * S_p * \Delta T \quad (131)$$

Où k est le coefficient de transmission thermique de la paroi ou du vitrage considéré, S_p , la surface de la paroi ou de la fenêtre considérée, ΔT , la différence de température entre les deux faces de la paroi considérée.

Le tableau 22 montre les valeurs de ΔT en fonction des positions et des expositions de la paroi considérée.

Tableau 19 : Valeur de ΔT [7].

TYPE DE PAROI	ΔT
Mur extérieur ensoleillé	$T_{EXT} - T_{INT}$
Mur en contact avec locaux non conditionnés	$T_{EXT} - T_{INT} - 3^\circ\text{C}$
Plafond sous comble ventilé	$T_{EXT} - T_{INT} + 3^\circ\text{C}$
Plafond sous comble non ventilé	$T_{EXT} - T_{INT} + 12^\circ\text{C}$
Plancher sur terre pleine	$+20^\circ\text{C} - T_{INT}$

Quant à l'apport de chaleur par rayonnement solaire à travers les parois, il vient :

$$Q_{SRM} = \alpha * F * S_p * R_M \quad (132)$$

Si α désigne le coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement, S_p est la surface de la paroi, F , le facteur de rayonnement solaire et R_M , l'intensité du rayonnement solaire reçu par la surface du mur.

Le tableau 20 illustre les valeurs de α en fonction des couleurs et de la nature de la surface étudiée.

Tableau 20 : Valeurs de α [7].

	Couleurs et nature de la surface	α
Surface très claire	Pierre blanche, Surface blanche, claire ou crème, ciment très clair	0.4
Surface foncée	Fibrociment, bois non peint, pierre brune, brique rouge	0.7
Surface très foncée	Toiture en ardoise foncée, carton bitume très sombre	0.9
Verre (fenêtre)	Vitrage simple	1
	Vitrage double	0.9
	Vitrage triple	0.8

Le tableau 24 donne les valeurs F en fonction du coefficient de transmission thermique.

Tableau 21 : Valeurs de F [7].

k : coefficient de transmission thermique de la paroi	F : Facteur de rayonnement solaire
0	0
1	0,05
2	0,1
3	0,15
4	0,2

L'apport de chaleur par rayonnement solaire sur les vitrages s'exprime à travers la relation ::

$$Q_{RV} = \alpha_V * g * S_V * R_V \quad (133)$$

α_V indique le coefficient d'absorption du vitrage, g , le facteur de réduction qui est fonction du mode de protection de la fenêtre contre le rayonnement solaire, S_V , la surface vitrée et R_V , l'intensité du rayonnement solaire sur les vitrages.

Les valeurs de g sont caractéristiques de la fenêtre comme le montre le tableau 25.

Tableau 22 : Valeurs de g [7].

Fenêtre protégée	Couleur	g
Store extérieur en toile	Ecru	0.28
Store extérieur en toile	Aluminium	0.22
Store intérieur entièrement baissé	Aluminium	0.45
Store intérieur à moitié baissé	Blanc ou crème	0.63
Persienne entièrement baissée à l'intérieur des fenêtres	Aluminium	0.58
Persienne entièrement baissée à l'extérieur des fenêtres	Aluminium	0.22

Le renouvellement d'air dans un local climatisé est très utile pour des problèmes d'hygiène. Il s'établit la règle générale par ventilation (naturelle ou mécanique) des locaux soit par infiltration soit par introduction de l'air par un climatiseur. Ce renouvellement d'air apporte les gains suivants :

- Gain sensible par renouvellement d'air :

$$Q_{SR} = Q_V * (T_{EXT} - T_{INT}) * 0.33 \quad (137)$$

(134)

- Gain latent par renouvellement d'air :

$$Q_{LR} = Q_V * (\omega_{ext} - \omega_{int}) * 0.84 \quad (135)$$

Si 0,33 est la capacité thermique volumique de l'air , T_{EXT} , la température extérieure de base , T_{INT} , la température intérieure de base et Q_V , le débit d'air extérieur par renouvellement.

Nous remarquons que si la ventilation est naturelle, nous pouvons considérer que le renouvellement d'air est égal à un volume de la pièce par heure (1vol/heure).

Si la ventilation est mécanique, nous adoptons les valeurs indiquées dans le tableau 26.

Tableau 23 : Débit d'air [7].

Désignation des locaux	Neuf sans fumeur	Neuf avec fumeur	Densité d'occupation Personne/m ³
	Débit minimum d'air m ³ /h/personne	Débit minimum d'air m ³ /h/personne	
Local d'enseignement	15 à 18	25	0,67
Dortoir, chambre collective	18	25	0,25
Bureau	18	25	0,1
Salle de réunion ou de spectacle	18	30	0,31
Boutique, supermarché	22	30	0,08
Café, bar, restaurant	22	30	0,5
Salle de sport	18	30	0,8

ω_{ext} et ω_{int} sont respectivement les teneurs en eau de l'extérieur et de l'intérieur (en g d'eau/ Kg d'air sec).

Pour calculer ω_{ext} et ω_{int} , nous utilisons la formule suivante :

$$\omega = 0.6221 * \frac{P_V}{(P_0 - P_V)} \quad (136)$$

P_0 est la pression atmosphérique au niveau de la mer (101325 Pa), P_V , la pression partielle de vapeur en (Pa), où $P_V = P_{VS} \times HR$, P_{VS} étant la pression de vapeur saturante de l'air.

$$P_{VS} = 611 \times \exp(7,257 \cdot 10^{-2} \cdot T - 2,937 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 9,81 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 - 1,901 \cdot 10^{-9} \cdot T^4)$$

IV.8. 2.4. CHARGES THERMIQUES TOTALES

Le bilan thermique total Q_T est la somme de toutes les charges externes et internes. En pratique, elle définit la somme des charges totales externes et des charges totales internes ou la somme des charges sensibles Q_S et des charges latentes Q_L .

$$Q_T = Q_S + Q_L \quad (137)$$

D'où :

$$Q_S = Q_{SR} + Q_{RV} + Q_{SRM} + Q_{STR} + Q_{SEQUIP} + Q_{SECL} + Q_{SOC}$$

$$Q_L = Q_{LR} + Q_{LOC}$$

Les variations des charges sont montrées par les figures 78 et 79.

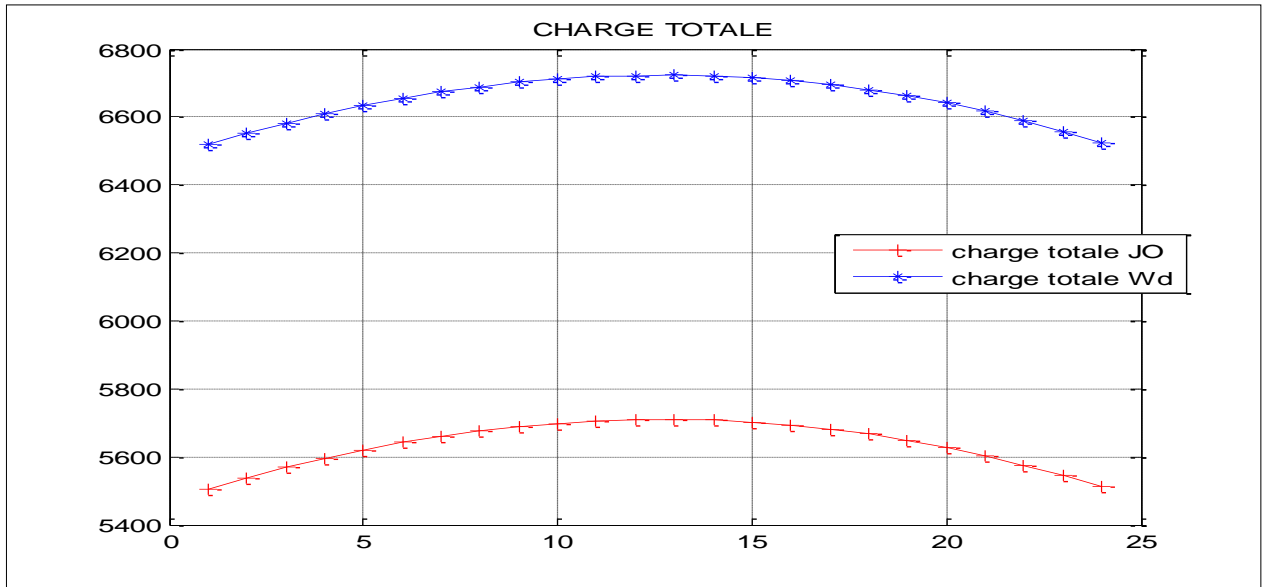


Figure 78 : Variation journalière de la charge totale.

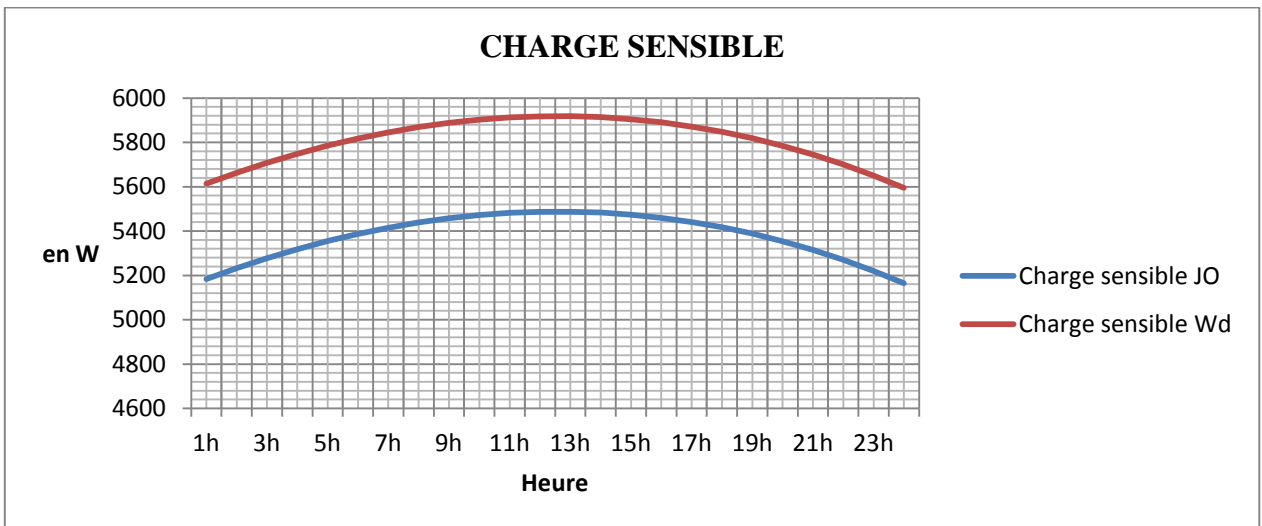
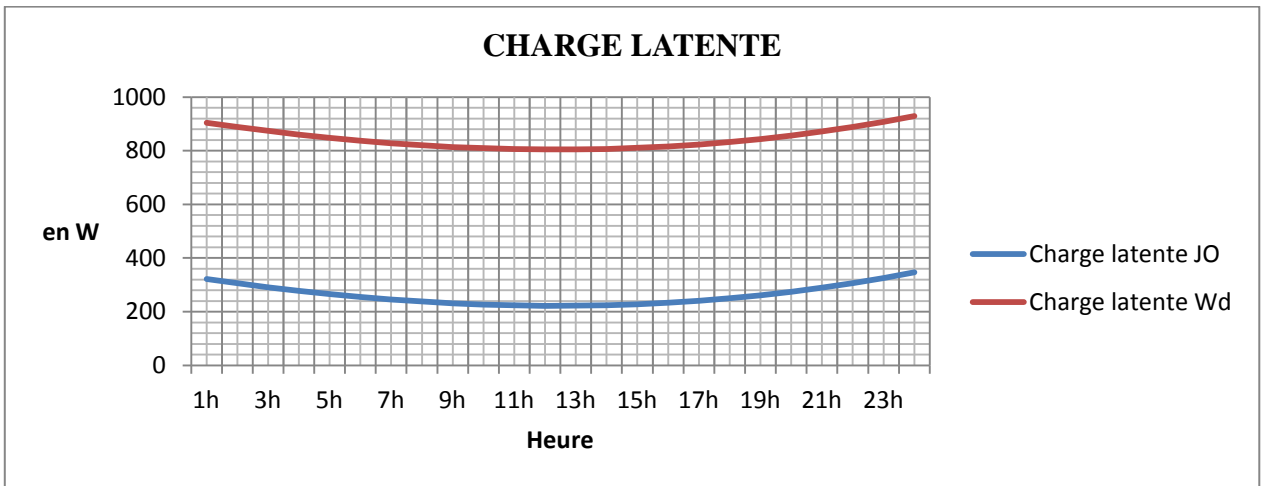


Figure 79 : Charge latente et charge sensible.

IV.8. 3. PUISSANCE DES CLIMATISEUR ET DESHUMIDIFICATEUR

IV.8. 3.1. PUISSANCE DU CLIMATISEUR

La puissance frigorifique du climatiseur représente les charges thermiques totales qu'il faut extraire. La puissance du compresseur est déduite par approximation en utilisant la notion de coefficient d'efficacité frigorifique ou de performance frigorifique (COP_{froid}) dont l'expression s'écrit :

$$COP_{froid} = \frac{P_f}{P_a}$$

(138)

Si, P_f est puissance frigorifique et P_a , la puissance absorbée.

IV.8. 3.2. PUISSANCE DU DESHUMIDIFICATEUR

La puissance du déshumidificateur détermine la chaleur latente totale, exprimée en Watt. En climat tropical, les besoins de climatisation se résume au refroidissement de l'air ambiant du local.

Tableau 24 : Valeurs des charges et irradiations (JO =Jour Ouvrable et Week-end).

	8h	9h	10h	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h
Charge latente JO	237,79	231,51	226,79	223,67	222,18	222,38	224,30	227,97	233,45	240,77
Charge latente Wd	820,19	813,91	809,19	806,07	804,58	804,78	806,70	810,37	815,85	823,17
Charge sensible JO	5438,37	5457,38	5471,84	5481,70	5486,91	5487,39	5483,10	5473,97	5459,94	5440,95
Charge sensible Wd	5868,91	5887,92	5902,38	5912,24	5917,45	5917,93	5913,64	5904,51	5890,48	5871,49
Charge totale JO	5676,17	5688,89	5698,63	5705,37	5709,09	5709,77	5707,39	5701,94	5693,39	5681,72
Charge totale Wd	6689,11	6701,83	6711,57	6718,31	6722,03	6722,71	6720,33	6714,88	6706,33	6694,66
irradiation solaire	508,10	588,06	650,88	693,20	711,20	701,89	667,01	610,46	535,70	445,95

IV.8. 4. DIFFERENTS TYPES DE SYSTEME DE CLIMATISATION SOLAIRE

Il existe deux grands types de système de climatisation solaire :

- Systèmes à cycle fermé qui sont des systèmes avec machine de froid (absorption et adsorption)
- Système à cycle ouvert qui sont des systèmes DessiccantCooling

Dans notre étude, parmi les deux systèmes des climatisation nous choisissons la climatisation par absorption

IV.8. 4.1 MACHINES A ABSORPTION

Les installations à absorption fonctionnent sur la base du cycle thermodynamique mais la compression, au lieu d'être mécanique, est de type thermochimique. L'ammoniaque est utilisé comme liquide réfrigérant et l'eau, comme liquide absorbant. Nous utilisons aussi le couple eau/bromure de lithium. Dans ce cas, l'eau est utilisée comme liquide réfrigérant et le bromure de lithium, comme liquide absorbant.

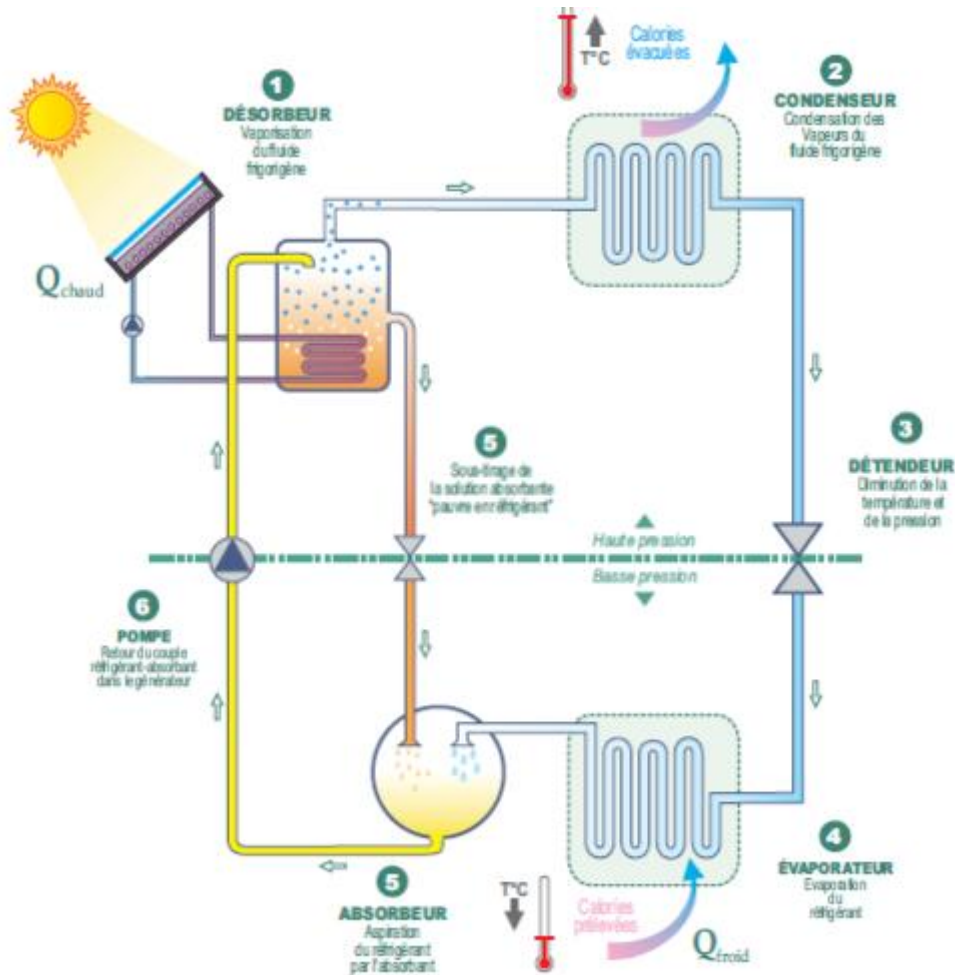


Figure 80 : Fonctionnement de machine absorption [13].

IV.8. 4.2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

La figure 80 montre les six (06) étapes du principe de fonctionnement de la machine :

- 1. Une solution composée d'un couple liquide réfrigérant/ liquide absorbant est portée à ébullition à l'intérieur du désorbeur, grâce à l'apport calorifique de panneaux solaires thermiques. La pression augmente et le réfrigérant s'évapore en se séparant de l'absorbant.
- 2. Les vapeurs du réfrigérant sont dirigées vers le condenseur où elles cèdent leur chaleur par refroidissement au contact de l'air ambiant.
- 3. Les condensats du réfrigérant sont détendus pour accéder à la zone basse pression de l'installation.
- 4. Le réfrigérant à l'état liquide est dirigé vers l'évaporateur où il se vaporise instantanément en prélevant les calories du local à refroidir.
- 5. Conjointement, la solution absorbante est soutirée du désorbeur via une vanne de détente pour alimenter l'absorbeur. Les vapeurs du réfrigérant mises en contact avec cette solution sont alors absorbées.
- 6. Le couple réfrigérant/absorbant ainsi régénéré est ramené vers le désorbeur par une pompe.

Le cycle peut alors recommencer.

IV.9. DIMENSIONNEMENT DE CLIMATISATION SOLAIRE

Le système de climatisation solaire est composé des éléments suivants :

- Un champ de capteurs solaire,
- Un ballon de stockage d'eau chaude à appoint hydraulique intégré,

- Une machine frigorifique,
- Un système régulation.

IV.9.1. DIMENSIONNEMENT DE CAPTEUR

La surface des capteurs est évaluée suivant les données dimensionnelles suivantes :

- Irradiation solaire maximale, 750W/m²,
- Puissance frigorifique maximale, 9,8 kW,
- Conditions extérieures, température de 31°C, 83% d'humidité relative,
- COP thermique de la machine, 0,7,
- Coefficient d'efficacité des capteurs retenu, 0,46,
- Conditions de fonctionnement avec une température moyenne de 85°C.

D'après les normes NF EN 12975-2, pour caractériser les performances d'un capteur, nous utilisons l'expression suivante :

$$\eta_{cpt} = \eta_0 - a_1 \left(\frac{(T_{m,cpt} - T_a)}{W} \right) - a_2 \left(\frac{(T_{m,cpt} - T_a)^2}{W} \right) \quad (139)$$

Avec η_{cpt} , le rendement des capteurs, η_0 leur rendement optique, a_1, a_2 , les coefficients de pertes thermiques $T_{m,cpt}$, la température moyenne du capteur et T_a , celle de l'air ambiant.

Nous utilisons un climatiseur pour notre bâtiment multizone avec un champ de capteurs plans. Nous utilisons une machine YAZAKI de type WFC-SC 5, de puissance frigorifique 17.6 KW.

L'énergie produite par les capteurs solaires est donnée par l'expression suivante :

$$E_{cpt} = \eta_{cpt} * S_{cpt} * W_{cpt} \quad (140)$$

Si, E_{cpt} est l'énergie solaire utile ou apport solaire, S_{cpt} , la surface des capteurs et W_{cpt} , le rayonnement solaire global reçu dans le plan des capteurs.

Les besoins énergétiques nécessaires sont donnés par la formule suivante :

$$B_{enrg} = \left(\frac{P_{gen}}{\eta_{dts}} \right) * t_j \quad (141)$$

B_{enrg} sont les besoins énergétiques, P_{gen} , la puissance nécessaire apportée par la machine frigorifique. Dans notre cas, cette puissance est de 25,1 kW. η_{dts} désigne le rendement de distribution dans l'installation solaire (entre capteur et générateur), nous le prenons comme étant égal à 95%, et t_j définit le temps de refroidissement journalier de la machine frigorifique égal à 10heures.

Les capteurs SOL U5 DG de Schüco est de type plan à double vitrage avec un quadruple revêtement anti réfléchissant de haute efficacité et d'une grande fiabilité, [8]. En plus, ils sont conçus pour mettre en œuvre un système de climatisation. Leurs caractéristiques sont les suivantes :

- Rendement optique $\eta_0 = 0,798$,
- Coefficients de pertes thermiques $a_1 = 2,275W/m^2/K$ et $a_2 = 0,022W/m^2/K$,
- Surface unitaire $e = 2,5 m^2$.

La surface totale des capteurs est de 57 m², leur nombres est de 23.

IV.9.2. DIMENSIONNEMENT DU REFROIDISSEUR

La machine frigorifique utilisée est de type WFC-SC5, marque Yazaki. La puissance frigorifique est de 17,6kW et elle fonctionne avec le couple H₂O/LiBr. Le tableau 25 donne leurs caractéristiques techniques.:

Tableau 25 : Caractéristique de la machine frigorifique, source Yazaki [10].

Paramètres			Unité	Valeur
Capacité de refroidissement			kW	17,6
Eau glacée	Température	Entrée	°C	12,5
		Sortie	°C	7
	Débit nominal de l'eau		m ³ /h	2,77
Eau de refroidissement	Chaleur restituée		kW	42,7
	Température	Entrée	°C	31
		Sortie	°C	35
Chaleur primaire	Chaleur entrante		kW	25,1
	Température	Entrée	°C	88
		Sortie	°C	83
		Entrée (plage)	°C	70-95
	Débit nominal de l'eau		l/s	1,2
m ³ /h			4,32	

- La puissance froide est de 17,6 kW.
- La puissance d'entrée générateur est de 25,1kW.

Soit, au total, nous avons une puissance thermique de 42,6 kW avec un débit nécessaire de 38 m³/h.

IV.10. CONCLUSION

La connaissance des propriétés thermiques est très importante pour le choix des matériaux de construction de l'habitat. Les exigences d'avoir le confort selon les saisons doivent inclure l'architecture du local. Le renouvellement d'air est très important, il est préférable de choisir la ventilation naturelle parmi les trois exposées suivant l'emplacement de la maison. Pour maintenir la sensation de confort toute la journée et durant l'année, il est nécessaire d'employer la climatisation solaire, leur utilisation nécessite de connaître les charges provoquées par les occupants, les matériaux employés par les occupants et l'énergie extérieure.

CONCLUSION GENERALE

Finalement, dans cette thèse nous avons élaboré une contribution pour amélioration du confort thermique des maisons malagasy par dimensionnement d'un climatiseur solaire.

Nous étudions les paramètres climatiques qui participent au confort thermique pour connaître l'état thermique de chaque zone d'étude. Nous évaluons les échanges thermiques possibles entre l'occupant et son environnement à l'intérieur du local. Nous pratiquons les conceptions passives pour faire accroître la température hivernale et pour la diminuer en été. Or, les résultats ne sont pas satisfaisants du point de vue humidité, alors nous faisons recours à la climatisation solaire par absorption.

La zone d'étude est présentée par plusieurs cartes différentes et son climat met en évidence ses particularités et ainsi que les fluctuations des paramètres climatiques nécessaires au confort thermique. Nous réalisons les tableaux de Mahoney et les diagrammes bioclimatiques permettant de connaître et prévoir les architectures, les matériaux et la nécessité de ventilation de l'habitat. Des recommandations sont ainsi données pour l'orientation au Nord de la façade principale et de l'ouverture au Sud. L'emploi d'une toiture légère avec isolant et la pratique d'un système de ventilation sont conseillés.

Par ailleurs, nous avons fait l'étude de l'approche du confort thermique de l'occupant. A cet effet, nous montrons les différents échanges thermiques entre l'homme et ses alentours à l'intérieur de la maison. Nous avons montré les indices qui permettent d'évaluer les taux des occupants ayant la sensation de confort par PMV et PPD en faisant varier les plages des températures. Lors des réalisations des études et des différents échanges, nous constatons que les échanges thermiques sont très importants à la température avoisinant la valeur de 25°C et que l'échange conductif est négligeable.

La modélisation de la maison malagasy en prenant un exemple de maison type a été aussi faite. Ce qui nous a permis de différencier et de modéliser les différents échanges thermiques à l'intérieur et à l'extérieur de l'habitat. Nous simulons les calculs des températures de l'air de chaque compartiment et les humidités relatives par biais du logiciel EnergyPlus 8.1. Nous introduisons dans ces simulations des données météorologiques d'Antananarivo en 2009. Le dessin de bâtiment a été réalisé avec le logiciel Google Sketchup. Après simulations, nous constatons que l'été est toujours chaud, par contre l'hiver est encore froid. Notre but est, entre autres, d'établir tout au long de l'année le confort thermique à l'intérieur de la maison.

Le travail met en exergue, en outre, les différents procédés de résolution d'inconfort comme celui passif grâce à l'architecture solaire et à la mise au point d'une maison bioclimatique et comme celui actif grâce au recours à un climatiseur solaire. Nous évaluons les différentes charges portées par l'extérieur et l'intérieur, charges qui se groupent en charge sensible et en charge latente composant la charge totale. La puissance du climatiseur solaire à utiliser est ainsi déterminée. Nous faisons aussi l'étude de dimensionnement de ce climatiseur solaire afin de connaître le nombre de capteurs et la puissance du refroidisseur et ainsi que le débit utile. La résolution passive consiste essentiellement en l'isolation des surfaces extérieures et toiture et en la pratique de la ventilation. Cependant, mais il faut faire attention aux accroissements de l'humidité relative.

REFERENCES

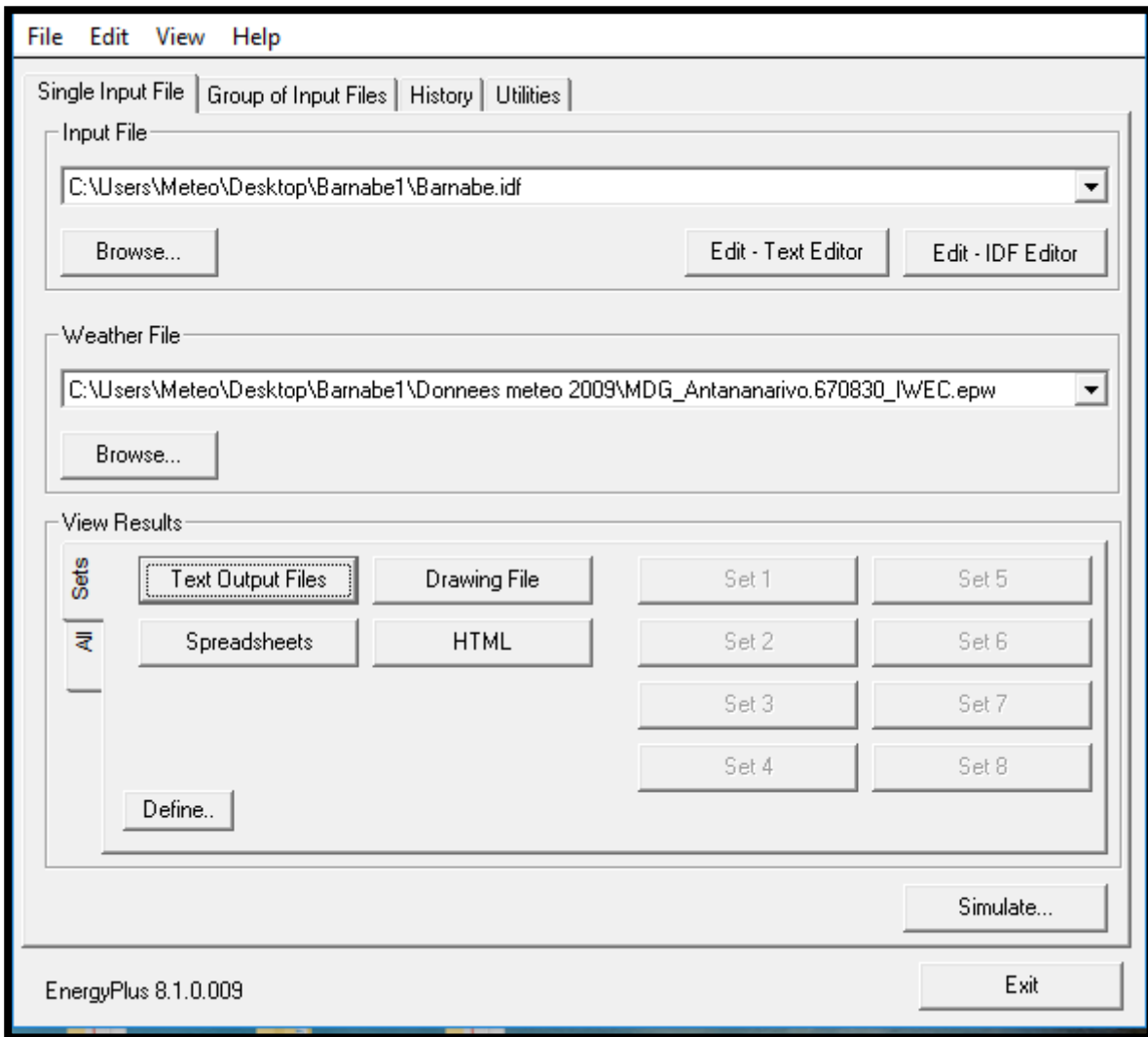
BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Amel A.
« Outil d'évaluation des performances des systèmes de ventilation naturelle et ventilation hybride »
Université de Pierre et Marie Curie
- [2] Anies G.
« Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption ». Mémoire de doctorat de l'université de Pau et l'Adour du 28/11/2011
- [3] Barnabé R.
« Durée d'insolation dans les vingt deux région selon la longitude et latitude d'un lieu ». Mémoire DEA de l'Université d'Antananarivo du Novembre 2008
- [4] BD 500 F.T.M
- [5] Bassam MOUJALLED
« Modélisation dynamique du confort thermique dans les bâtiments naturellement ventilés. Mémoire de thèse de l'école doctorale du MEGA de l'INSA
- [6] Camille SOLLIEC
« Eléments d'énergétique des bâtiments »
- [7] Claude ALAIN ROULET
« Conditions de confort et logement sain ». Mai 2008
- [8] Claudia BARROSO
« La climatisation solaire ». Thèse de doctorat de l'Ecole de Mines de Paris du 09/11/1995
- [9] Cotel Ingénierie
« Etude de faisabilité pour une installation de climatisation solaire pour le siège EDM »
- [10] F. Yguel et F. Penot
« Etude théorique de la conduction bidimensionnelle instationnaire dans un mur soumis à un flux radiatif uniforme »
- [11] Direction Générale de la Météorologie
- [12] H. RAZANAMANAMPISOA, Zely Arivelo RANDRIAMANANTANY, et Bruno ANDRIANANTENAINA
« Modélisation d'une cellule expérimentale en vue de la détermination des paramètres du confort thermique dans un habitat ». Université d'Antananarivo
- [13] Hajamino Mitantsoa RAKOTONIANA
« Mise en place et modélisation mathématique d'un habitat expérimental »
- [14] Harimalala ANDRIANAINA
« Modélisation d'une cellule d'expérimentation pour la détermination du confort thermique dans un habitat . Mémoire de DEA de la Faculté des Sciences de l'Université d'Antananarivo
- [15] Institut de l'Energie et de l'Environnement de la Francophonie (I.E.P.F.)
« Efficacité énergétique de la climatisation en région tropicale. Tome 2 : Exploitation des installations existantes. »
- [16] Institut National de Recherche et de sécurité (I.N.R.S.) en Paris
« Guide pratique de ventilation »

- [17] J. C. Deval
« Le confort thermique en climat tempéré ». Octobre 2008
- [18] J.Passard et J.L. Peube
« Modélisation des phénomènes aéraulique dans l’habitat et méthode de réduction ».
- [19] Jeannot Arsène RAJAONARIVELO
« Conception thermique de bâtiment mono zone, proposition d’un outils à choix multiple modèle »Univesité d’Antananarivo
- [20] L. Bourdeau, A. Jaffrin et A. Moisson
« Captage et stockage d’énergie solaire dans l’habitat par le moyen de mur diode à chaleur latente. Juin 2005
- [21] Michel D.
« La ventilation des locaux de chauffe neufs ». Aout 2004
- [22] Ministère de l’Agriculture, de l’Elevage et de la Pêche
« Monographie de la région d’Antananarivo ». Juin 2009
- [23] Ministère de l’Economie et Plan
« Recensement général de la population et de l’habitat ». Janvier 1997
- [24] Mohammed GACEM
« Comparaison entre l’isolation thermique extérieure et intérieure d’une pièce d’un habitat situé dans le site de Ghardaïa » Mémoire Magister de l’Université Abou-Bekr Belkaid-Tlemcen
- [25] Mohammed MAZARI
« Etude et évaluation du confort thermique des bâtiments à caractères publics : cas du département d’Architecture de Tamda » Mémoire Magister de l’Université Abou-Bekr Belkaid-Tlemcen
- [26] Monika WOLOSZYN
« Modélisation Hydro-Thermo-Aéraulique des bâtiments multizone : proposition d’une stratégie de résolution du système couple »Mémoire de thèse de l’INSA, année 1999
- [27] RALPH M. et LEBENS
« Habitat solaire passif »
- [28] RAZIKA K.
« Etude énergétique de chauffage, rafraichissement et eau chaude d’une maison type en Algérie »
- [29] Remi C.
« La climatisation solaire ». Mémoire d’ingénieur Juin 2004 de l’Ecole d’Ingénieurs de Sainte Etienne
- [30] Solofinirina ROBELISON et Bernard LIPS
« Influence thermique de l’emplacement du toiture ure en chaume sous le toiture ure en tôle d’un habitat à Antananarivo »

ANNEXES

ANNEXE I: Input Data File du bâtiment



!- ===== ALL OBJECTS IN CLASS: BUILDING =====

Building,

Batiment, !- Name

0.0, !- North Axis {deg}

Suburbs, !- Terrain

0.04, !- Loads Convergence Tolerance Value

0.4, !- Temperature Convergence Tolerance Value {deltaC}

FullInteriorAndExterior, !- Solar Distribution

25, !- Maximum Number of Warmup Days

; !- Minimum Number of Warmup Days

!- ===== ALL OBJECTS IN CLASS: SITE:LOCATION =====

Site:Location,

MDG_Antananarivo.670830_IWEC, !- Name

-18.78, !- Latitude {deg}

47.46, !- Longitude {deg}

3.0, !- Time Zone {hr}

1276; !- Elevation {m}

!- ===== ALL OBJECTS IN CLASS: SIZINGPERIOD:WEATHERFILEDAYS =====

SizingPeriod:WeatherFileDays,

Typical hot week, !- Name

2, !- Begin Month
 12, !- Begin Day of Month
 2, !- End Month
 18, !- End Day of Month
 Monday, !- Day of Week for Start Day
 Yes, !- Use Weather File Daylight Saving Period
 Yes; !- Use Weather File Rain and Snow Indicators
 SizingPeriod:WeatherFileDays,
 Extreme hot week, !- Name
 3, !- Begin Month
 19, !- Begin Day of Month
 3, !- End Month
 25, !- End Day of Month
 Monday, !- Day of Week for Start Day
 Yes, !- Use Weather File Daylight Saving Period
 Yes; !- Use Weather File Rain and Snow Indicators
 SizingPeriod:WeatherFileDays,
 Typical cold week, !- Name
 7, !- Begin Month
 8, !- Begin Day of Month
 7, !- End Month
 14, !- End Day of Month
 Monday, !- Day of Week for Start Day
 Yes, !- Use Weather File Daylight Saving Period
 Yes; !- Use Weather File Rain and Snow Indicators
 SizingPeriod:WeatherFileDays,
 Extreme cold week, !- Name
 7, !- Begin Month
 29, !- Begin Day of Month
 8, !- End Month
 4, !- End Day of Month
 Monday, !- Day of Week for Start Day
 Yes, !- Use Weather File Daylight Saving Period
 Yes; !- Use Weather File Rain and Snow Indicators
 !- ===== ALL OBJECTS IN CLASS: SITE:GROUNDTEMPERATURE:BUILDINGSURFACE
 =====
 Site:GroundTemperature:BuildingSurface,
 18.3, !- January Ground Temperature {C}
 18.2, !- February Ground Temperature {C}
 18.3, !- March Ground Temperature {C}
 18.4, !- April Ground Temperature {C}
 20.1, !- May Ground Temperature {C}
 22.0, !- June Ground Temperature {C}
 22.3, !- July Ground Temperature {C}
 22.5, !- August Ground Temperature {C}
 22.5, !- September Ground Temperature {C}
 20.7, !- October Ground Temperature {C}
 18.9, !- November Ground Temperature {C}
 18.5; !- December Ground Temperature {C}
 !- ===== ALL OBJECTS IN CLASS: MATERIAL =====
 Material,
 BRIQUE, !- Name
 Rough, !- Roughness
 0.11, !- Thickness {m}
 0.69, !- Conductivity {W/m-K}
 1500, !- Density {kg/m3}
 950, !- Specific Heat {J/kg-K}

0.9, !- Thermal Absorptance
0.6, !- Solar Absorptance
0.6; !- Visible Absorptance
Material,
TOLE 75-100, !- Name
Smooth, !- Roughness
0.00075, !- Thickness {m}
45.28, !- Conductivity {W/m-K}
7824, !- Density {kg/m3}
500, !- Specific Heat {J/kg-K}
0.9, !- Thermal Absorptance
0.75, !- Solar Absorptance
0.75; !- Visible Absorptance
Material,
ENDUIT CIMENT, !- Name
Rough, !- Roughness
0.01, !- Thickness {m}
1.65, !- Conductivity {W/m-K}
2400, !- Density {kg/m3}
900, !- Specific Heat {J/kg-K}
0.9, !- Thermal Absorptance
0.6, !- Solar Absorptance
0.6; !- Visible Absorptance
Material,
PORTE BOIS, !- Name
MediumSmooth, !- Roughness
0.04, !- Thickness {m}
0.15, !- Conductivity {W/m-K}
608, !- Density {kg/m3}
1630, !- Specific Heat {J/kg-K}
0.9, !- Thermal Absorptance
0.8, !- Solar Absorptance
0.8; !- Visible Absorptance
Material,
DALLE BETON, !- Name
MediumRough, !- Roughness
0.15, !- Thickness {m}
1.95, !- Conductivity {W/m-K}
2240, !- Density {kg/m3}
900, !- Specific Heat {J/kg-K}
0.9, !- Thermal Absorptance
0.7, !- Solar Absorptance
0.7; !- Visible Absorptance
Material,
CARRELAGE, !- Name
MediumSmooth, !- Roughness
0.02, !- Thickness {m}
3.5, !- Conductivity {W/m-K}
2800, !- Density {kg/m3}
1000, !- Specific Heat {J/kg-K}
0.9, !- Thermal Absorptance
0.58, !- Solar Absorptance
0.58; !- Visible Absorptance
Material,
PARKEX, !- Name
MediumSmooth, !- Roughness
0.01, !- Thickness {m}

0.15, !- Conductivity {W/m-K}
 608, !- Density {kg/m3}
 1630, !- Specific Heat {J/kg-K}
 0.9, !- Thermal Absorptance
 0.8, !- Solar Absorptance
 0.8; !- Visible Absorptance
 Material,
 VOLIGE, !- Name
 MediumSmooth, !- Roughness
 0.005, !- Thickness {m}
 0.15, !- Conductivity {W/m-K}
 608, !- Density {kg/m3}
 1630, !- Specific Heat {J/kg-K}
 0.9, !- Thermal Absorptance
 0.8, !- Solar Absorptance
 0.8; !- Visible Absorptance
 !- ===== ALL OBJECTS IN CLASS: WINDOWMATERIAL:SIMPLEGLAZINGSYSTEM
 =====
 WindowMaterial:SimpleGlazingSystem,
 SIMPLE VITRAGE 4mm, !- Name
 6.57, !- U-Factor {W/m2-K}
 0.858, !- Solar Heat Gain Coefficient
 0.898; !- Visible Transmittance
 !- ===== ALL OBJECTS IN CLASS: CONSTRUCTION =====
 Construction,
 Plancher-chambre, !- Name
 PARKEX, !- Outside Layer
 DALLE BETON; !- Layer 2
 Construction,
 Plancher-sdb, !- Name
 CARRELAGE, !- Outside Layer
 DALLE BETON; !- Layer 2
 Construction,
 Mur-exterieur, !- Name
 ENDUIT CIMENT, !- Outside Layer
 BRIQUE, !- Layer 2
 BRIQUE, !- Layer 3
 BRIQUE, !- Layer 4
 ENDUIT CIMENT; !- Layer 5
 Construction,
 Mur-interieur, !- Name
 ENDUIT CIMENT, !- Outside Layer
 BRIQUE, !- Layer 2
 BRIQUE, !- Layer 3
 ENDUIT CIMENT; !- Layer 4
 Construction,
 Plafond, !- Name
 VOLIGE; !- Outside Layer
 Construction,
 Toiture ure ure, !- Name
 TOLE 75-100; !- Outside Layer
 Construction,
 Porte, !- Name
 PORTE BOIS; !- Outside Layer
 Construction,
 FENETRE, !- Name
 SIMPLE VITRAGE 4mm; !- Outside Layer

ANNEXE II: Programmation sous Matlab 2013 pour le dimensionnement du climatiseur solaire

```
tempeext=xlsread('donnees.xls');
tempint=xlsread('resultat.xls');
tempint1=xlsread('resultat 1.xls');
lat=-18.78;
long=47.46;
beta=15;
albedo=0.35;
%RESULTAT ETE
tempchb1=tempint(:,1);
tempsdb=tempint(:,2);
tempchb2=tempint(:,3);
tempsjc=tempint(:,4);
tempcomb=tempint(:,5);
%RESULTAT HIVER
tempchb11=tempint1(:,1);
tempsdb11=tempint1(:,2);
tempchb22=tempint1(:,3);
tempsjc11=tempint1(:,4);
tempcomb11=tempint1(:,5);
%DONNEES SUIVANT SAISON
tempete=tempeext(:,3);
temphiver=tempeext(:,8);
%CHARGE DE CLIMATISATION
%APPORT INTERNE
%CHARGE OCCUPANT
%sensible
qsoc1=198.33*2; %jour ouvrable
qsoc2=233.6*2;% week-end
%latente
qloc1=179.2*2;%jour ouvrable
qloc2=470.4*2;% week-end
%lampe
qsec1=200;
%télévision
qsequip1=240;%jour ouvrable
qsequip2=600;%jour week-end
%appareil de cuisson
qsequip3=4000;
%charge interne
qchtint1=qsoc1+qloc1+qsec1+qsequip1+qsequip3;
qchtint2=qsoc2+qloc2+qsec1+qsequip2+qsequip3;
%CHARGE EXTERNE
%chaleur de transmission
lambdamur=0.15;
e1=0.22;
e11=0.11;
k1=(1/(9+17+(e1/lambdamur)));
k2=(1/(9+17+(e11/lambdamur)));
sest=15;
souest=15;
snord=15;
ssud=15;
stoiture ure =25;
splc=25;
%Est externe
qsrtest1=k1*sest*(tempete-tempchb1)
qsrtest2=k1*sest*(tempete-tempsdb);
qsrtest3=k1*sest*(tempete-tempchb2);
```



```

qsrtest4=k1*sest*(tempete-tempcjb);
qsrtest5=k1*sest*(tempete-tempcomb);
qsrtest=qsrtest1+qsrtest2+qsrtest3+qsrtest4+qsrtest5;
%surface ouest
%externe
qsrtoouest1=k1*souest*(tempete-tempchb1)
qsrtoouest2=k1*souest*(tempete-tempcjb);
qsrtoouest3=k1*souest*(tempete-tempchb2);
qsrtoouest4=k1*souest*(tempete-tempcjb);
qsrtoouest5=k1*souest*(tempete-tempcomb);
qsrtoouest=qsrtoouest1+qsrtoouest2+qsrtoouest3+qsrtoouest4+qsrtoouest5;
%surface Nord
qsrtnord1=k1*snord*(tempete-tempchb1);
qsrtnord2=k1*snord*(tempete-tempcjb);
qsrtnord3=k1*snord*(tempete-tempchb2);
qsrtnord4=k1*snord*(tempete-tempcjb);
qsrtnord5=k1*snord*(tempete-tempcomb);
qsrtnord=qsrtnord1+qsrtnord2+qsrtnord3+qsrtnord4+qsrtnord5;
%surface Sud
qsrtsud1=k1*ssud*snord*(tempete-tempchb1);
qsrtsud2=k1*ssud*(tempete-tempcjb);
qsrtsud3=k1*ssud*(tempete-tempchb2);
qsrtsud4=k1*ssud*(tempete-tempcjb);
qsrtsud5=k1*ssud*(tempete-tempcomb);
qsrtsud=qsrtsud1+qsrtsud2+qsrtsud3+qsrtsud4+qsrtsud5;
qsrstot=qsrtsud+qsrtnord+qsrtoouest+qsrtest;
%Propriétés des vitres
ev=5E-3;
alphav=0.07;
trsv=0.85;
rflv=0.08;
eisol=0.23;
ech=0.25;
n=366;
j=linspace(1,366,366);
jd=(j-81)*(360/365);
%angle déclinaison dec
jdrad=(jd*pi)/180;
dec=23.45*sin(jdrad);
et=9.87*sin(2*jdrad)-7.53*cos(jdrad)-1.5*sin(jdrad);
irad=(-lat*pi)/180;
temps=linspace(1,24,24);
for j=1:24
for i=1:n
tsv(i,j)=temps(j)+((long/15)-3)+(et(i)/60);
w(i,j)=15*(tsv(i,j)-12);
wrad(i,j)=(w(i,j)*pi)/180;
sinh(i,j)=(cos(irad)*cos(wrad(i,j))*cos((dec(i)*pi)/180))-(sin(irad)*sin((dec(i)*pi)/180));
h(i,j)=asin(sinh(i,j));
end
end
%energie exterieur pour le paroi extérieur
for i=1:n
for j=1:24
dirnor(i,j)=640*exp((-1/45.4)/(sin((h(i,j)+2)*(pi/180))));
difhor(i,j)=311*exp(0.95*log(abs(sinh(i,j))));
cotesud(i,j)=-sin(dec(i)*(pi/180))*cos(-lat*(pi/180))-(cos(dec(i)*(pi/180))*sin(-lat*(pi/180))*cos(wrad(i,j)));
coteest(i,j)=-cos(dec(i)*(pi/180))*sin(wrad(i,j));
coteouest(i,j)=cos(dec(i)*(pi/180))*sin(wrad(i,j));
cotenord(i,j)=(sin(dec(i)*(pi/180))*cos(-lat*(pi/180))-(cos(dec(i)*(pi/180))*sin(-lat*(pi/180))*cos(wrad(i,j)));
cotetoiture ure (i,j)=(sin(dec(i)*(pi/180))*cos(-lat*(pi/180))*sin(beta*(pi/180)))+(cos(dec(i)*(pi/180))*sin(-
lat*(pi/180))*cos(wrad(i,j))*sin(beta*(pi/180)))+(cos(dec(i)*(pi/180))*cos(-
lat*(pi/180))*cos(beta*(pi/180))*cos(wrad(i,j))-(sin(dec(i)*(pi/180))*sin(-lat*(pi/180))*cos(beta*(pi/180)));

```

```

drnord(i,j)=dirnor(i,j)*(cotenord(i,j)+abs(cotenord(i,j)))/2;
drest(i,j)=dirnor(i,j)*(coteest(i,j)+abs(coteest(i,j)))/2;
drouest(i,j)=dirnor(i,j)*(coteouest(i,j)+abs(coteouest(i,j)))/2;
drtoiture ure (i,j)=dirnor(i,j)+(cotetoiture ure (i,j)+abs(cotetoiture ure (i,j)))/2;
drsud(i,j)=dirnor(i,j)*(cotesud(i,j)+abs(cotesud(i,j)))/2;
glhor(i,j)=891*exp(1.22*log(abs(sinh(i,j))));
dfparoi(i,j)=difhor(i,j)/((2+albedo)*(glhor(i,j)))/2;
dftoiture ure (i,j)=(difhor(i,j)*(1+cos(beta*(pi/180)))/2)+(glhor(i,j)*albedo*(1-cos(beta*(pi/180)))/2);
psnord(i,j)=drnord(i,j)+dfparoi(i,j);
psest(i,j)=drest(i,j)+dfparoi(i,j);
psouest(i,j)=drouest(i,j)+dfparoi(i,j);
pssud(i,j)=drsud(i,j)+dfparoi(i,j);
pstoiture ure (i,j)=drtoiture ure (i,j)+dftoiture ure (i,j);
end
end
%CHALEUR PAR RAYONNEMENT
alphach=0.7;
fch=0.05;
%surface Est
qsrrest=alphach*fch*sest*psest(65,:);
%surface Ouest
qsrmoest=alphach*fch*souest*psouest(65,:);
%surface Nord
qsrmnord=alphach*fch*snord*psnord(65,:);
%surface Sud
qsrmsud=alphach*fch*ssud*pssud(65,:);
%toiture ure :
qsrmttoiture ure =alphach*fch*stoiture ure *pstoiture ure (65,:);
sv=0.65*snord;
%vitre
rv=sv*psnord(65,:);
qsrsv=alphav*sv*psnord(65,)*0.28;
qsrmtot=((qsrrest+qsrmoest+qsrmttoiture ure ))+((qsrmnord+qsrmsud+qsrsv));
qsrmtot1=qsrmtot'
surf=0.040*splc;
v=1.66;
%Debit volumique par corrélation de Warren
q1=(0.025*surf*v);
dt1=((tempchb1(:,:)+273.15)-(tempete(:,:)+273.15));
dt2=((tempbdb(:,:)+273.15)-(tempete(:,:)+273.15));
dt3=((tempchb2(:,:)+273.15)-(tempete(:,:)+273.15));
dt4=((tempcjc(:,:)+273.15)-(tempete(:,:)+273.15));
dt5=((tempcomb(:,:)+273.15)-(tempete(:,:)+273.15));
ra=287;
cp5=1008;
l=5;
ll=5;
h=3;
%Masse volumique de l'air intérieur
rho1=(353*(tempchb1(:,:)+273.15).^(-1));
rho2=(353*(tempbdb(:,:)+273.15).^(-1));
rho3=(353*(tempchb2(:,:)+273.15).^(-1));
rho4=(353*(tempcjc(:,:)+273.15).^(-1));
rho5=(353*(tempcomb(:,:)+273.15).^(-1));
%Deperdition locale:
qq1=((rho1.*cp5.*(l*(l)*(h))).*dt1.*q1.*2.77e-4).*1.90;
qq2=((rho2.*cp5.*(l*(l)*(h))).*dt2.*q1.*2.77e-4).*1.90;
qq3=((rho3.*cp5.*(l*(l)*(h))).*dt3.*q1.*2.77e-4).*1.90;
qq4=((rho4.*cp5.*(l*(l)*(h))).*dt4.*q1.*2.77e-4).*1.90;
qq5=((rho5.*cp5.*(l*(l)*(h))).*dt5.*q1.*2.77e-4).*1.90;
%Gains sensible par renouvellement d'air
qsr1=0.33*qq1.*(tempete(:,:)-tempchb1(:,:));
qsr2=0.33*qq2.*(tempete(:,:)-tempbdb(:,:));

```

```

qsr3=0.33*qq3.*(tempete(:,:)-tempchb2(:,:));
qsr4=0.33*qq1.*(tempete(:,:)-tempcjb(:,:));
qsr5=0.33*qq1.*(tempete(:,:)-tempcomb(:,:));
qsr_tot=qsr1+qsr2+qsr3+qsr4+qsr5;
% gains latente par renouvellement d'air
% calcul wext et wint
humext=83;
humint=70;
po=101325;
pvsext=611*exp(7.257E-2*tempete(:,:)-2.937E-4*(tempete(:,:).^2)+9.81E-7*(tempete(:,:).^3)-1.901E-9*(tempete(:,:).^4));
pvsint1=611*exp(7.257E-2*tempchb1(:,:)-2.937E-4*(tempchb1(:,:).^2)+9.81E-7*(tempchb1(:,:).^3)-1.901E-9*(tempchb1(:,:).^4));
pvsint2=611*exp(7.257E-2*tempfdb(:,:)-2.937E-4*(tempfdb(:,:).^2)+9.81E-7*(tempfdb(:,:).^3)-1.901E-9*(tempfdb(:,:).^4));
pvsint3=611*exp(7.257E-2*tempchb2(:,:)-2.937E-4*(tempchb2(:,:).^2)+9.81E-7*(tempchb2(:,:).^3)-1.901E-9*(tempchb2(:,:).^4));
pvsint4=611*exp(7.257E-2*tempcjb(:,:)-2.937E-4*(tempcjb(:,:).^2)+9.81E-7*(tempcjb(:,:).^3)-1.901E-9*(tempcjb(:,:).^4));
pvsint5=611*exp(7.257E-2*tempcomb(:,:)-2.937E-4*(tempcomb(:,:).^2)+9.81E-7*(tempcomb(:,:).^3)-1.901E-9*(tempcomb(:,:).^4));
pvext=pvsext*humext;
pvint1=pvsint1.*humint;
pvint2=pvsint2.*humint;
pvint3=pvsint3.*humint;
pvint4=pvsint4.*humint;
pvint5=pvsint5.*humint;
wext=0.6221*(pvext(:,:)/(po-pvext(:,:)));
wint1=0.6221*(pvint1(:,:)/(po-pvint1(:,:)));
wint2=0.6221*(pvint2(:,:)/(po-pvint2(:,:)));
wint3=0.6221*(pvint3(:,:)/(po-pvint3(:,:)));
qlr1=0.84*qq1.*(tempete(:,:)-tempchb1(:,:));
qlr2=0.84*qq3.*(tempete(:,:)-tempfdb(:,:));
qlr3=0.84*qq3.*(tempete(:,:)-tempchb2(:,:));
qlr4=0.84*qq4.*(tempete(:,:)-tempcjb(:,:));
qlr5=0.84*qq5.*(tempete(:,:)-tempcomb(:,:));
qlr_tot=qlr1+qlr2+qlr3+qlr4+qlr5;
% Charge sensible
qs1=qsoc1+qsequip1+qsequip3+qsr_tot+qsr_tot1+qsr_tot+qsec1;% Jour ouvrable
qs2=qsoc2+qsequip2+qsequip3+qsr_tot+qsr_tot1+qsr_tot+qsec1;% Week-end
% Charge sensible
ql1=qlr_tot+qloc1;% Jour ouvrable
ql2=qlr_tot+qloc2;% week-end
% Charge totale
qt1=((qs1+ql1))% Jour ouvrable
qt2=((qs2+ql2))% week-end
plot(t,qt1,'r+-')
hold on
plot(t,qt2,'b*-')
legend('charge totale JO','charge totale Wd')
title('CHARGE TOTALE')
grid on
iradi=5.5E3;
% dimensionnement capteurs solaire
tmoy=87.5;
neta0=0.798;
a1=2.275;
a2=0.022;
tj=9;
netadts=0.95;
pgen=25100;
scaptunit=2.5;
benergt=((pgen/netadts)*tj);
neta=neta0-a1.*((tmoy-tempete(14,:))./iradi)-a2.*((tmoy-tempete(14,:)).^2)./iradi;
scapt=benergt/(neta.*iradi)

```

ANNEXE III : Données météorologiques**Monthly Statistics for Dry Bulb temperatures °C**

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Maximum	29.5	29.3	29.4	28.6	26.0	26.1	22.9	23.5	27.5	28.8	29.8	29.0
Minimum	13.8	16.0	15.8	10.5	10.6	8.4	6.7	5.8	9.1	9.6	11.0	14.8
Daily Avg	20.8	20.6	21.0	19.5	17.4	15.4	14.4	14.6	16.7	18.7	20.8	20.4

➤ Maximum Dry Bulb temperature of 29.8°C on Nov 1

➤ Minimum Dry Bulb temperature of 5.8°C on Aug 2

Monthly Statistics for Dew Point temperatures °C

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Maximum	19.2	19.0	19.0	19.5	15.9	22.8	13.2	17.1	15.7	18.0	18.9	19.0
Minimum	10.4	14.7	7.0	7.8	8.4	5.5	3.7	5.4	5.0	5.0	2.6	9.0
Daily Avg	16.7	17.2	16.4	15.2	13.1	11.6	9.7	10.1	11.4	12.3	13.3	15.8

➤ Maximum Dew Point temperature of 22.8°C on Jun 7

➤ Minimum Dew Point temperature of 2.6°C on Nov 21

Monthly Statistics for Relative Humidity %

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Maximum	100	100	100	100	97	100	100	100	100	100	100	100
Minimum	37	45	25	36	34	37	33	34	33	25	22	33
Daily Avg	80	82	76	78	77	80	75	77	73	70	66	77

Monthly Indicators for Precipitation/Moisture (kPa)

Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
1.8	2.0	1.8	1.7	1.4	1.3	1.2	1.2	1.3	1.3	1.3	1.7

Monthly Wind Direction % {N=0 or 360,E=90,S=180,W=270}

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
North	27	13	38	12	21	29	26	22	19	8	38	28
NorthEast	15	10	6	8	7	1	1	2	3	3	8	24
East	30	42	35	43	38	46	46	40	58	47	30	15
SouthEast	10	17	1	20	18	13	18	26	13	18	8	7
South	4	10	6	16	14	10	6	10	6	10	2	15
SouthWest	4	2	0	0	1	0	0	0	1	8	1	5
West	4	3	9	0	1	0	1	0	0	6	8	5
NorthWest	6	2	4	0	0	0	1	0	0	1	7	1

Monthly Statistics for Wind Speed m/s

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Maximum	13.4	10.8	7.2	8.2	8.7	7.2	8.7	13.4	8.7	9.8	7.2	12.9

Minimum	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Daily Avg	3.3	3.7	1.7	2.9	2.4	1.8	2.1	2.7	3.1	4.5	1.9	3.8

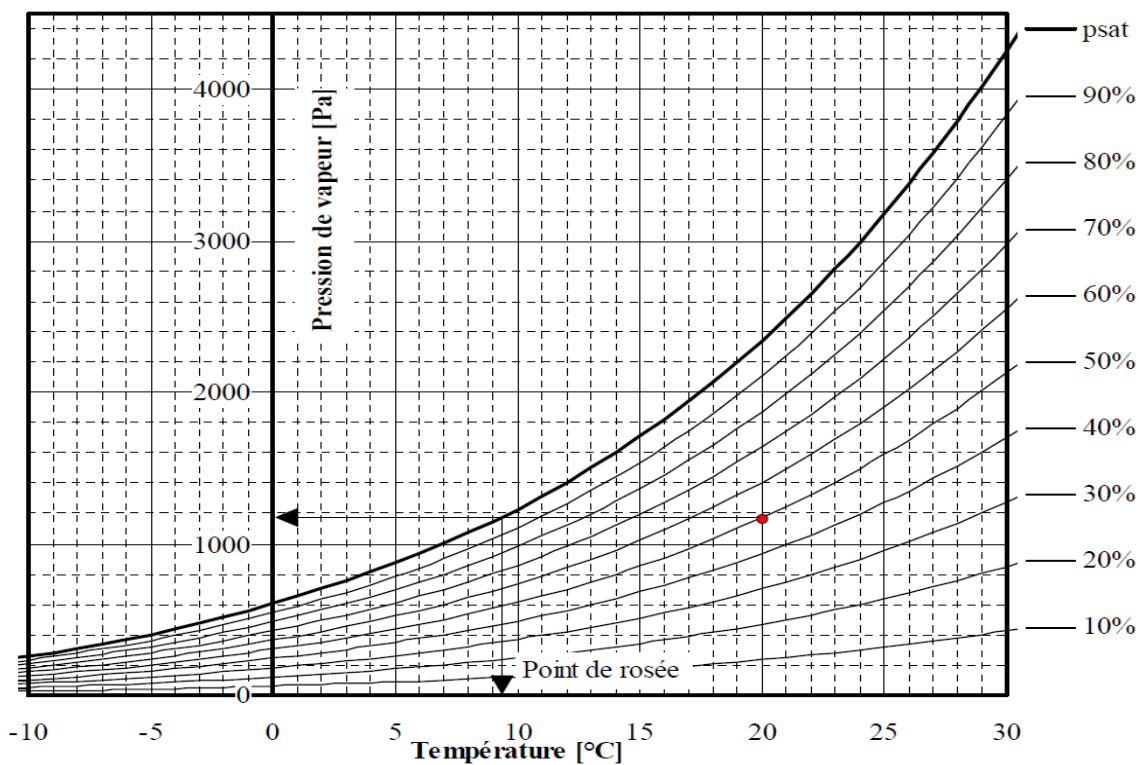
- Maximum Wind Speed of 13.4 m/s on Jan 4
- Minimum Wind Speed of 0.0 m/s on Jan 1

Monthly Calculated "undisturbed" Ground Temperatures °C**

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
0.5 m	20.1	21.1	21.4	21.1	19.7	18.1	16.7	15.6	15.4	15.9	17.1	18.6
2.0 m	19.2	20.1	20.6	20.6	19.8	18.7	17.6	16.6	16.1	16.3	17.0	18.0
4.0 m	18.6	19.3	19.8	19.9	19.6	19.0	18.2	17.4	16.9	16.8	17.2	17.8

- **These ground temperatures should NOT BE USED in the GroundTemperatures object to compute building floor losses.
- The temperatures for 0.5 m depth can be used for GroundTemperatures:Surface.
- The temperatures for 4.0 m depth can be used for GroundTemperatures:Deep.
- Calculations use a standard soil diffusivity of 2.3225760E-03 {m**2/day}

ANNEXE IV: Diagramme de Carrier



ANNEXE V: Résultats simulations sous EnergyPlus 8.1

Date/Time	CHAMBRE 1	CHAMBRE1 : Humidité Relative [%]	SDB: Température)	SDB: Humidité Relative [%]	CHAMBRE2: Température	CHAMBRE2 : Humidité Relative	SEJOUR&CUISINE : Température	SEJOUR&CUISINE : Humidité Relative	COMBE: Température	COMBE: Humidité Relative [%]
02/12 01:00:00	21,7230494	78,5558334	21,6532706	78,8914307	21,8008437	78,1832726	21,3615912	80,3137358	18,9300431	86,5102096
02/12 02:00:00	21,5408835	79,4359548	21,5263928	79,506272	21,6189542	79,0573483	21,1171102	81,5272589	18,4924552	88,9081286
02/12 03:00:00	21,3732991	80,2555683	21,4024928	80,1119376	21,452526	79,866908	20,9000856	82,6220287	18,1420939	90,8844553
02/12 04:00:00	21,2027191	81,099659	21,2751799	80,7397013	21,2822723	80,7047854	20,6865581	83,7153705	17,8114863	92,7951831
02/12 05:00:00	21,0166656	82,0317694	21,1374435	81,4251374	21,0961496	81,6321342	20,4608474	84,888932	17,4260216	95,0807085
02/12 06:00:00	20,8457324	82,8983172	21,0057721	82,0862976	20,9212707	82,5139799	20,2641541	85,926039	17,3257146	95,7040769
02/12 07:00:00	21,0599713	81,816611	21,126999	81,4784335	21,109491	81,5677794	20,623749	84,0470924	20,0054195	81,154364
02/12 08:00:00	21,5954013	79,1776929	21,4502794	79,8801128	21,6270951	79,02412	21,5170252	79,5711877	24,8592709	60,4833584
02/12 09:00:00	22,3705147	75,520991	21,9654267	77,4049115	22,4057762	75,3594265	22,7212199	73,9356724	29,0584383	47,1605348
02/12 10:00:00	23,0569097	72,4405309	22,4701789	75,0612773	23,1006069	72,2494404	23,6947145	69,7105633	32,4193668	38,9017444
02/12 11:00:00	23,6705411	69,8037709	22,905345	73,1040235	23,7285432	69,5606652	24,5604448	66,1756161	35,0143341	33,6282957
02/12 12:00:00	24,1144848	67,9638757	23,2226084	71,7133199	24,1917359	67,64973	25,1094601	64,0389669	36,5534512	30,8856943
02/12 13:00:00	24,4215869	66,7232587	23,435716	70,7959654	24,5107107	66,3682877	25,4581145	62,723601	37,1350266	29,9166628
02/12 14:00:00	24,6032076	66,0015284	23,5462635	70,3252874	24,6906587	65,6573936	25,6763478	61,9155699	36,7949098	30,479605
02/12 15:00:00	24,6424612	65,8466817	23,54479	70,3315164	24,7180739	65,549829	25,7056343	61,8079995	35,6149919	32,5223181
02/12 16:00:00	24,4925765	66,4406185	23,4275102	70,8312606	24,55504	66,1928616	25,4739651	62,6656459	33,47397	36,6622951
02/12 17:00:00	24,0783847	68,113047	23,124682	72,1401588	24,1294772	67,9045863	24,8777407	64,9340265	30,0109734	44,6615975
02/12 18:00:00	23,4841309	70,5945488	22,6801116	74,1103607	23,5305802	70,3970883	24,0554286	68,2136639	26,2374626	55,6268977

02/12 19:00:00	22,9657447	72,838092	22,3475984	75,6206617	23,0239448	72,5816891	23,3146601	71,3213502	23,0908343	67,0528232
02/12 20:00:00	22,6060815	74,4418393	22,1748784	76,419221	22,6763672	74,1249093	22,7248128	73,9085463	21,7164896	72,8323691
02/12 21:00:00	22,3764143	75,4879866	22,0578166	76,9663722	22,4487825	75,1565359	22,3575733	75,5755372	20,8244244	76,9293236
02/12 22:00:00	22,1767836	76,4105089	21,945873	77,493629	22,2511661	76,0651678	22,0398612	77,0513544	20,179833	80,0416289
02/12 23:00:00	22,0323048	77,0862461	21,8595873	77,9028567	22,1082366	76,7302227	21,8095231	78,1419295	19,8127329	81,8822592
02/12 24:00:00	21,8901076	77,7580219	21,7667646	78,3458692	21,9674534	77,3918243	21,5951552	79,1728174	19,4174313	83,9186271
02/13 01:00:00	21,7532995	78,4104364	21,6723868	78,7991306	21,831575	78,0363562	21,4001456	80,1236469	19,1724324	85,2069615
02/13 02:00:00	21,6393792	78,9584048	21,5919161	79,187941	21,7170601	78,5842407	21,2496652	80,866166	19,1132424	85,5216953
02/13 03:00:00	21,5389457	79,4451355	21,5179177	79,5474112	21,6154608	79,0740142	21,1271762	81,4763919	19,1128477	85,5238017
02/13 04:00:00	21,4440292	79,9082027	21,4453677	79,9016132	21,5199422	79,5375762	21,0185763	82,0217197	19,1753994	85,1911386
02/13 05:00:00	21,358364	80,328801	21,3776461	80,2338708	21,4328708	79,9628692	20,927534	82,4821293	19,2291556	84,9059293
02/13 06:00:00	21,2767667	80,7316408	21,3105947	80,5643141	21,3497285	80,3712529	20,8455945	82,8988795	19,438389	83,8187938
02/13 07:00:00	21,4123579	80,064228	21,377589	80,2343262	21,4828135	79,7194086	21,0537672	81,8463751	21,3858116	74,4217007
02/13 08:00:00	21,8201547	78,0956165	21,6023066	79,1393644	21,878341	77,8183546	21,7357808	78,508006	25,2956191	58,8576336
02/13 09:00:00	22,5944269	74,5033567	22,1141723	76,7077883	22,647002	74,2659089	22,9102273	73,1001944	29,6127834	45,7236694
02/13 10:00:00	23,4442812	70,7676855	22,7405517	73,8408844	23,4971177	70,5426446	24,1553981	67,8127661	34,0795449	35,4951402
02/13 11:00:00	24,2573028	67,3896304	23,3372655	71,2216632	24,3236199	67,1226172	25,3008681	63,3234868	38,1040341	28,4344033
02/13 12:00:00	25,0180272	64,392223	23,8972449	68,85813	25,1017186	64,0721245	26,279212	59,7526268	41,3025441	23,9469937
02/13 13:00:00	25,5663037	62,3224186	24,3031281	67,198558	25,6583665	61,9829052	26,9359124	57,481042	42,6259804	22,3175715
02/13 14:00:00	25,8257009	61,3699204	24,4832647	66,4767703	25,913199	61,0527043	27,2400391	56,4627029	42,1279146	22,9115161

02/13 15:00:00	25,866872	61,220313	24,4956061	66,4276812	25,9388855	60,959878	27,2490326	56,4330017	40,3633398	25,1713652
02/13 16:00:00	25,5116739	62,5270473	24,2255224	67,5132252	25,573124	62,2993925	26,7237503	58,2072413	36,118649	31,7494493
02/13 17:00:00	24,7988954	65,2414157	23,7075484	69,6494034	24,859748	65,004769	25,7101486	61,8048372	30,8753181	42,5530823
02/13 18:00:00	23,8571886	69,0355753	23,0706618	72,3796059	23,9205071	68,7733722	24,3879934	66,8863553	24,4846042	62,3555857
02/13 19:00:00	23,1620579	71,9756288	22,6758149	74,1267526	23,244172	71,6193352	23,2992544	71,3816699	22,2807808	70,4066485
02/13 20:00:00	23,1625563	71,9734205	22,6564683	74,2138057	23,2519966	71,5854282	23,2530596	71,5812245	22,6490695	68,8052363
02/13 21:00:00	23,0334134	72,5378209	22,6070458	74,4367884	23,1234371	72,1438494	23,022125	72,5877841	22,2093288	70,6662043
02/13 22:00:00	22,9102827	73,0806579	22,553371	74,6798393	23,0016542	72,6774376	22,8089592	73,5311344	21,8500993	72,2332066
02/13 23:00:00	22,7588486	73,7545893	22,4730363	75,0452883	22,8507661	73,3447527	22,5732833	74,5902698	21,3639912	74,4141684
02/13 24:00:00	22,5988552	74,4740712	22,3772974	75,4833919	22,6913268	74,0572412	22,3404953	75,65303	20,9540208	76,3089671
02/14 01:00:00	22,4477289	75,1610072	22,2792206	75,935196	22,5403042	74,7393773	22,1324529	76,6173868	20,6286979	77,8529083
02/14 02:00:00	22,2906693	75,8824937	22,1721237	76,4320352	22,3831994	75,456512	21,926532	77,5855942	20,2963968	79,466206
02/14 03:00:00	22,1300546	76,6283646	22,0584267	76,963491	22,2204861	76,207428	21,723063	78,5558032	19,9823716	81,0251208
02/14 04:00:00	21,9365798	77,538278	21,9179427	77,6261527	22,0254645	77,1189578	21,4835506	79,7161864	19,3482669	84,2926181
02/14 05:00:00	21,6807862	78,759366	21,7282342	78,530885	21,7715221	78,3237388	21,1657725	81,2846079	18,5304765	88,7011599
02/14 06:00:00	21,4473356	79,892457	21,5494135	79,394458	21,5377172	79,4515358	20,8844836	82,7014402	18,0114038	91,6393701
02/14 07:00:00	21,5538989	79,3748468	21,5930836	79,1831999	21,6294696	79,0084643	21,0839767	81,6980817	20,2398269	79,9945756
02/14 08:00:00	22,0720021	76,9053673	21,9046687	77,6909783	22,1278356	76,6438342	21,9380918	77,5470282	25,4646908	58,3980622
02/14 09:00:00	22,9454337	72,9380321	22,498857	74,9347549	22,9971996	72,7099292	23,2749595	71,5121181	30,5210837	43,4116
02/14 10:00:00	23,8300549	69,1404361	23,1468826	72,0451312	23,8872799	68,9031264	24,5545492	66,2065537	34,8997807	33,8944142

Titre : « CONTRIBUTION A L'AMELIORATION DE CONFORT THERMIQUE DE L'HABITAT DE LA REGION ANALAMANGA OPTIMISATION D'UN CLIMATISEUR SOLAIRE »

RESUME

Ce travail a pour objectif d'améliorer le confort thermique des maisons malagasy par l'utilisation d'un climatiseur solaire dans la région d'Analamanga.

La zone d'étude est présentée par plusieurs cartes différentes et son climat met en évidence ses particularités et ainsi que les fluctuations des paramètres climatiques nécessaires au confort thermique.

Des recommandations concernant l'architecture, les matériaux, la ventilation, les ouvertures et l'orientation sont données à partir de tableaux de Mahoney et l'analyse du diagramme bioclimatique.

La modélisation et la simulation de la maison malagasy en prenant un exemple de maison type a été aussi faite à partir du logiciel EnergyPlus.

Le travail montre, en outre, les différents procédés de résolution d'inconfort comme la procédure passive grâce à l'architecture solaire et la mise au point d'une maison bioclimatique et la procédure active par un climatiseur solaire.

L'étude de dimensionnement du climatiseur solaire a permis de connaître le nombre de capteurs, la puissance du refroidisseur ainsi que le débit utile.

La résolution passive consiste essentiellement en l'utilisation des isolations des surfaces extérieures et toiture et en la création de ventilation.

Mots clés : climat, bioclimatique, psychrométrie, confort thermique, climatisation solaire.

ABSTRACT:

This work has for objective to improve the thermal comfort of the houses malagasy by the solar air-conditioning use in the region of Analamanga.

The zone of survey is presented by several different cards and his/her/its climate puts in evidence his/her/its particularities and as well as the fluctuations of the climatic parameters necessary to the thermal comfort.

Of the recommendations concerning the architecture, the materials, ventilation, the openings and orientation are given from pictures of Mahoney and the analysis of the bioclimatic diagram.

The modelling and the simulation of the house malagasy as taking an example of house marks has been made also from the software EnergyPlus.

Work shows, besides, the different proceed from discomfort resolution as the passive procedure thanks to the solar architecture and the clarification of a bioclimatic house and the active procedure by a solar air conditioner.

The survey of dimensionality of the solar air conditioner permitted to know the number of sensors the power of the refroidishing as well as the useful debit.

The passive resolution essentially consists in insulations of the outside surfaces and roofing through the practice of ventilation

Key words: climate, bioclimatic, psychometric, thermal comfort, solar air-conditioning.

Directeurs de thèse : -RANAIVO-NOMENJANAHARY Flavien Noël Professeur titulaire -RAKOTO JOSEPH Ony Maître de Conférences	RAZAFINDRATAFIKA Barnabé Farnaise Adresse : Direction Régionale des Transports et de la Météorologie. AmbovombeAndroy (604). Madagascar Téléphone : +261 34 74 307 28 E-mail : barnabefarnaise@gmail.com
---	--