



République algérienne Démocratique et populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Scientifique

Université Kasdi Merbah - Ouargla

Faculté des hydrocarbures, des énergies

Renouvelables, des sciences de la terre et de l'univers

Département des énergies renouvelables

Mémoire

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Spécialité : Energies Renouvelables en Mécanique

Présentées par :

Marwa HAZAM

Abla BEN NEMRA

Thème

**Amélioration du confort thermique des
bâtiments par un système de
refroidissement par évaporation d'eau**

Devant le jury :

B. BOUCHKIMA

Pr

Président

UKM Ouargla

A. GADOUMA

MAB

Examineur

UKM Ouargla

Y. BELOUFI

MCB

Encadreur

UKM Ouargla

Année universitaire 2019/2020

Dédicace

A ma belle-mère,

A mon doux père,

Grace à vous, j'écris aujourd'hui mes dédicaces pour ma réussite dans mes études, sincèrement, je n'aurais jamais pu voir ce jour sans vous,

Vous avez toujours été l'exemple fort dont je tire ma force

Vous êtes fait plus qu'un parent pour que ses enfants suivent le bon chemin dans leur vie

Je vous souhaite la bonne santé et que dieu vous protège et visiterez

ALHADI InchaAllah

A mes sœurs, mes frères et leur enfant, vous méritez tous ce succès, le

dédié aussi mon bras droit Abd Eskader, mes amies mes collègues à

l'Université

Je vous souhaite toute une belle vie pleine de santé.

Hazam MARRWA

Dédicace

Je dédie mon succès à mes chers parents, à mes sœurs et mes frères

Et aussi je le dédie à mes grands parents

Je passe tous mes respects à mon marie IBRAHIM, ses sœurs, ses frères et bien sur leurs parents qui sont mes beaux-parents je les souhaite la bonne santé et long vie inchaAllah.

À mes belles princesse NOOR et THOUBA, je souhaite de vous revoir un jour à la même réussite

Je vous souhaite la bonne santé et les beaux jours.

Ben Nemra ALA

REMERCIEMENTS

Nous devons tout d'abord remercier ALLAH, pour nous avoir donné la santé et la force pour accomplir ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute nous reconnaissance à notre encadreur Monsieur Youcef BELOUFI, Docteur à l'Université de Ouargla, nous sommes honorés d'être vous notre encadreur, merci pour votre patience, pour votre aide, votre conseil surtout, et tous vos efforts afin de mener à bien ce travail.

Je tiens très sincèrement à remercier Monsieur Amar ROUAG, Docteur à l'Université de Ouargla, il n'a jamais refusé nos questions, ni de nous aider.

Nous remercier tous les enseignants individuellement du département de l'énergie renouvelable.

Nous tenons également à remercier nos collègues, nos amis, tout la famille du notre département, surtout notre sœur Ismahan.

Enfin, nous conclure ces remerciements en consacrant beaucoup de remerciements à notre cher pays, nous sommes au service de la nation en sachant que nous sommes venus à Dieu voulant.

Sommaire

<i>Dédicace</i>	1
<i>Dédicace</i>	II
REMERCIEMENTS	III
Sommaire	XI
Liste des figures	XIII
Liste des tableaux	XV
NOMENCLATURE.....	XVI
Introduction générale	1
Chapitre I : Physique de la chaleur et techniques de ventilation et de refroidissement	
1. Introduction	3
2. Chaleur et température	3
2.1- Transfert de chaleur	3
2.1.1- Modes de transfert de chaleur mis en jeu dans un cheminé solaire	3
3. Echelle Celsius et Kelvin	7
4. Isolation thermique.....	7
5. Techniques de refroidissements	9
5.1. Système de refroidissement solaire par adsorption	9
5.1.1 Principe de fonctionnement.....	10
5.2. Rafrachissement de l'air par un échangeur géothermique air/sol	11
5.2.1. Principe de fonctionnement.....	11
5.3. Système de refroidissement solaire à cycle ouvert par dessiccation	13
5.3.1. Principe de fonctionnement.....	13
6. Techniques de ventilation	15
6.1. Ventilation naturelle par une cheminée solaire à toit incliné	15
6.2. Mur trombe.....	17
7. Conclusion.....	19
Chapitre II: Synthèse bibliographique	
1. Introduction	20
3. Conclusion.....	32
Chapitre III :	33
Simulation numérique et réalisation expérimentale	33
1. Introduction	33
2. Objectif de l'étude.....	33
3. Développement de l'équation de bilan énergétique pour le verre, l'air et l'absorbeur	34
3.1. Bilans appliqués sur le vitrage	34
3.2. Bilans appliqués sur l'air.....	36
3.3. Bilan appliqué sur l'absorbeur	37
4. Refroidissement de l'air par évaporation	38
4.1. Hypothèses simplificatrices.....	38
4.2. Conservation de la masse	39

4.3. Conservation de l'énergie.....	39
5. Calcul de la masse d'air dans la cheminée :.....	41
6. Analyse de la cheminée solaire	43
7. montage expérimentale	43
8. Conclusion.....	46

Chapitre IV : Résultat et discussions

1. Introduction	47
2. Résultats et discussions	47
Conclusion.....	51
Conclusion générale	52
References bibliographies	53
Résumé	57

Liste des figures

Figure I. 1- Direction de la conduction thermique.....	4
Figure I. 2 Conduction à travers une paroi plane à conductivité thermique uniforme.....	5
Figure I. 5. Bilan thermique d'un bâtiment.....	8
Figure I. 6. A gauche, bâtiment mal isolée, à droite, bâtiment correcte.....	8
Figure I. 7. Différentes technologies de production de froid solaire existantes.....	9
Figure I. 8. a. Représentation schématique de la pièce. b. Représentation schématique du système de refroidissement solaire.....	11
Figure I. 9. Valeurs des températures entrantes et sortantes de l'échangeur au cours du temps.....	12
Figure I. 10. Schéma d'enfouissement de l'échangeur air / sol enterré.....	12
Figure I. 11. Schéma descriptif de l'échangeur air/sol.....	13
Figure I. 12. Principes d'échange de chaleur des tubes et des champs de terre.....	13
Figure I. 13. Schéma de fonctionnement d'une centrale d'air à roue desséchante.....	14
Figure I. 14. Représentation de l'évolution de l'air dans un diagramme de l'air humide.....	15
Figure I. 15. Installation expérimentale pour étudier les performances d'une cheminée solaire inclinée.....	16
Figure I. 16. Graphique entre le temps et le débit massique pour différentes combinaisons paramétriques.....	17
Figure I. 17. Variation du débit massique avec le temps à l'inclinaison 45° avec ouverture d'entrée variable.....	17
Figure I. 18. Schéma d'un mur trombe.....	18
Figure I. 19. Effet de la hauteur du mur sur le débit d'air.....	19
Figure I. 20. Effet du gain de chaleur des murs sur le débit d'air.....	19
Figure II. 1. Schéma d'instrumentation.....	20
Figure II. 2. Simulateur solaire.....	21
Figure II. 3. Profils de température à la section 1 géométrie (a) et géométrie (b).....	21
Figure II. 4. Description du système.....	22
Figure II. 5. Variation du débit volumique avec le rayonnement solaire pour différentes températures ambiantes.....	22
Figure II. 6. Variation du débit volumique avec le rayonnement solaire pour différentes températures ambiantes.....	22
Figure II. 7. Débit d'air induit par une cheminée solaire de toit de mur.....	23
Figure II. 8. Vitesse de l'air générée dans la cheminée solaire du toit du mur.....	23
Figure II. 9. Charge de refroidissement par ventilation nocturne pour des températures de l'air intérieur de la pièce de 23 et 25 C.....	24
Figure II. 10. schématisation expérimentale de cheminé solaire.....	25
Figure II. 11. Illustration dimensionnelle de la cheminée et de l'angle d'inclinaison.....	25
Figure II. 12. Comparaison du débit d'air prévu et expérimental à travers la cheminées avec un espace de 200 mm et un apport de chaleur de 400 W / m ² aux angles d'inclinaison de 0°, 15° 30°, 45° et 60°, respectivement.....	25
Figure II. 13. Comparaison du débit d'air prévu et expérimental à travers les cheminées avec un espace de 200 mm et un apport de chaleur de 200, 300, 400, 500 et 600 W / m ²	26
Figure II. 14. Types de capteurs solaires d'air considérés: a) Type aII; b) type bII; c) Type III; et (d) Type IV.....	26
Figure II. 15. Variation de température le long du collecteur de type aII à Re = 3300.....	27
Figure II. 16. Variation de température le long du capteur de type aII à Re = 14 500.....	27
Figure II. 17. Schéma du montage expérimental avec le simulateur solaire.....	28
Figure II. 18. Variations des rendements expérimentaux et théoriques du capteur solaire double passe avec milieu poreux ($\phi=70\%$, $T_a = 33,5\text{ C}^\circ$).....	28
Figure II. 19. Effet de l'élévation de température sur l'efficacité thermique sur le capteur solaire à double passage avec milieu poreux ($T_a = 33,5\text{ C}^\circ$).....	29
Figure II. 20. Présentation schématique du modèle-1.....	29
Figure II. 21. Présentation schématique du modèle 2.....	30
Figure II. 22. Rayonnement solaire maximal à différents angles d'inclinaisons et insolation solaire normale à l'angle d'inclinaison du capteur fixe.....	30
Figure II. 23. Valeurs des températures enregistrées de l'air ambiant et de l'air de sortie pour différents modèles de capteurs.....	30
Figure II. 24. schématisation de prototype étudié.....	31
Figure II. 25. Variation des températures lors de variation du temps.....	31
Figure II. 26. Variation de flux mesuré lors de variation du temps.....	32
Figure. III 1. Schéma descriptif du refroidissement de l'air par évaporation.....	39

Figure. III 2. Schéma de prototype expérimental d'une cheminée solaire inclinée.	44
Figure. III 3. Image prise lors de la création du prototype expérimentale.....	45
Figure. III 4. Image représente 50 % de l'effectuation du prototype.	45
Figure. IV. 1. Variation de température de la vitre le long de capteur lors de variation de température ambiante.....	48
Figure. IV. 2. Variation de température de l'air de canal le long de capteur lors de variation de température ambiante.....	49
Figure. IV. 3. Variation de température de l'absorbeur le long de capteur lors de variation de température ambiante.....	49
Figure. IV. 4. Influence de l'inclinaison de la cheminée sur le débit d'air massique.....	50
Figure. IV. 5. Influence de l'inclinaison de la cheminée sur la température de l'air circulant dans le canal de la cheminée.....	50
Figure. IV. 6. Illustre la variation de la température de l'air et l'humidité relative en fonction de temps dans l'évaporateur.....	51

Liste des tableaux

Tableau I. 1- conductivités thermiques de quelque matériaux.....	4
Tableau I. 2. coefficients convective de certaines fluides.....	6
Tableau. III. 1. Les formules utilisées pour trouver le transfert de chaleur par convection entre la surface du verre et l'air, et entre la paroi de l'absorbeur et l'air dans le canal d'écoulement.	42
Tableaux. IV. 1. Comparaison relative entre nos résultats théoriques et les résultats obtenus dans l'article de Mathur et all.....	47

NOMENCLATURE

Symboles	Définitions	Unités
T_g	Température de vitre	[k]
T_f	Température moyenne de l'air	[k]
T_w	Température de l'absorbeur	[k]
T_a	Température ambiante	[k]
T_r	Température de la chambre	[k]
T_{fi}	Température de l'entrée d'air	[k]
T_{fo}	Température de la sortie d'air	[k]
T_s	Température de ciel	[k]
A_g	Surface de vitre	[m ²]
A_i, A_o	Section de passage de l'entrée et de la sortie d'air	[m ²]
A_r	Rapport de A_o/A_i	[m ²]
A_w	Surface de l'absorbeur	[w/m ² k]
h_c	Conductivité thermique du verre	[w/m ² k]
h_g	Convective coefficient entre le vitrage et le canal d'air	[w/m ² k]
h_{rs}	Coefficient de transfert de chaleur radiatif entre la paroi et le canal d'air	[w/m ² k]
h_{rwg}	Coefficient de transfert de chaleur radiatif entre la paroi et le vitrage	[w/m ² k]
h_w	Convective coefficient entre l'absorbeur et le canal d'air	[w/m ² k]
h_{win}	Convective coefficient dû au vent sur le couvercle en verre	[w/m ² k]
H	Radiation incidente	[w/m ²]
C_d	Coefficient de refoulement de l'entrée du canal d'air	-
C_{fl}	Chaleur spécifique de l'air	[j/kgk]
d	Distance entre l'absorbeur et le vitrage	[m]

k_f	Conductivité d'air	[w/m k]
k_{ins}	Conductivité de l'isolant	[w/m k]
L_g	Longueur de vitrage	[m]
L_s	Longueur de la cheminée	[m]
L_w	Longueur de l'absorbeur	[m]
m	Débit massique	[kg/s]
q''	Flux d'air	[w/m ²]
S_1	Rayonnement absorbé par la vitre	[w/m ²]
S_2	Rayonnement absorbé par l'absorbeur	[w/m ²]
U_b	Coefficient de transfert thermique global entre l'absorbeur et la pièce	[w/m ² k]
U_t	Coefficient de transfert thermique global depuis le dessus du vitrage	[w/m ² k]
Δ_w	Épaisseur de l'isolant	[m]
V	Vitesse de vent	[m/s]
α_1	Coefficient de l'absorption de vitre	-
α_2	Coefficient de l'absorption de l'absorbeur	-
\mathcal{E}_g	Émissivité de vitre	-
\mathcal{E}_w	Émissivité de l'absorbeur	-
θ	Angle d'inclinaison	-
σ	Constant de Steffan–Boltzmann	[w/m ² k ⁴]
γ	Constant de la température approximation	-

Introduction Générale

Introduction générale

À cette époque où l'on se rend compte que nos sources d'énergie traditionnelles (charbon, pétrole et gaz) sont limitées et que leur utilisation en rapide augmentation a de graves conséquences environnementales (émissions de dioxyde de carbone, réchauffement climatique, ainsi que la pollution de l'atmosphère locale), le concepteur, l'ingénieur et le consommateur doivent viser à garantir les conditions intérieures requises avec peu ou pas de consommation d'énergie, autre que les sources environnantes ou renouvelables.

La thermique du bâtiment est l'ensemble des sciences et techniques visant à étudier les besoins énergétiques des bâtiments. Elle aborde principalement les notions d'isolation thermique et de ventilation afin d'offrir le meilleur confort thermique aux occupants.

L'utilisation de l'énergie solaire pour induire la ventilation est pratiquée depuis des siècles. Il existe de nombreux exemples dans le monde qui démontrent l'utilisation de l'énergie solaire pour produire une ventilation à effet de cheminée dans les bâtiments. La conception la plus courante de cheminée solaire pour la ventilation est avec un absorbeur vertical. La plus grande limitation de cette disposition est que pendant les mois d'hiver, lorsque le soleil se dirige vers le sud à une latitude relativement plus basse, l'absorbeur vertical orienté au sud capte une bonne quantité de rayonnement solaire, mais pendant les jours d'été, le taux de ventilation diminue en raison d'une altitude beaucoup plus élevée du soleil. L'incidence du rayonnement solaire provenant d'une altitude plus élevée réduit l'incidence normale du rayonnement solaire sur la paroi verticale de l'absorbeur. Stratégiquement, dans des conditions climatiques tropicales typiques, la ventilation est plus importante pendant les mois d'été que pendant les mois d'hiver car elle permet de garder les bâtiments au frais.

Les systèmes de refroidissement classique qui ont été utilisés pendant des siècles dépendent de l'électricité et des gaz à effet de serre, quel que soit leur rendement énergétique, leurs résidus apparaissant dans l'atmosphère sont très dangereux, en plus de cela, ils sont considérés comme énergie impermanente. Par conséquent, les travaux et les études réalisés dans le domaine des systèmes de refroidissement basés sur les énergies renouvelables sont connus depuis l'antiquité, donc, le travail effectué dans cette mémoire sera intitulé : Amélioration du confort thermique des bâtiments par un système de refroidissement par évaporation d'eau.

L'objectif de ce travail, est d'obtenir une ventilation 100% naturelle sans aucune intervention électrique ou mécanique avec le rafraichissement d'air par un évaporateur et pulvérisation d'eau.

Le présent travail est divisé en quatre chapitres :

Le premier chapitre commence par une généralité sous le titre physique de la chaleur et techniques de refroidissement et de ventilation, il contient des définitions et des performances de quelques systèmes

Nous exposons dans le deuxième chapitre une synthèse bibliographique se rapporter à quelques études théoriques et expérimentales sur les cheminées solaires pour apprendre une vue générale sur ce thème.

Le troisième chapitre est consacré à une modélisation mathématique et une simulation numérique d'une cheminée solaire inclinée, où, l'étude théorique concerne à l'évaluation de la cheminée, telle que la propriété thermique dans la vitre, le canal d'air, l'absorbeur et notamment la propriété de débit massique d'air pour effectuer une bonne ventilation naturelle dans la pièce qu'on voulait étudier.

Le dernier chapitre, résume les résultats obtenus au moyen du le logiciel MATLAB, afin d'analyser et discuter les résultats pour vérifier la validité de l'étude en le comparant avec l'étude de Mathur et all.

Le travail présent est achevé par une conclusion générale englobant l'intérêt de l'ensemble des résultats obtenus lors de l'étude entreprise ainsi que la suggestion proposée dans le but d'améliorer le fonctionnement des cheminées solaires inclinées.

Chapitre I :

**Physique de la chaleur et techniques de
ventilation et de refroidissement**

1. Introduction

Le refroidissement solaire désigne tous les moyens de refroidir en utilisant le soleil comme source énergétique primaire. Les différentes technologies de production de froid solaire consistent à capter le rayonnement solaire avec des capteurs solaires et le transformer soit en énergie électrique (photovoltaïque), ou bien en énergie thermique pour les besoins de fonctionnement d'un groupe de froid ou de rafraîchissement de l'air.

En a commencé par des définitions dans le terme physique de la chaleur, qui concerne à la chaleur et la température, où, ils ont joué un rôle principal dans la thermodynamique, ainsi que, le transfert de chaleur, leurs modes mise en jeu dans une cheminée solaire et l'isolation thermique, et à la fin, nous traitons essentiellement les techniques de refroidissement et de ventilation.

2. Chaleur et température

La chaleur est une forme d'énergie, contenue dans des substances sous forme de mouvement moléculaire (énergie cinétique) ou apparaissant sous forme de rayonnement électromagnétique dans l'espace [1] .

2.1- Transfert de chaleur

Les transferts d'énergie thermique entre corps sont appelés transferts de chaleur et jouent un rôle essentiel en thermodynamique. Ils atteignent un équilibre lorsque la température des corps en contact est égale. Si un corps A est en équilibre avec B, et que ce corps B est en équilibre avec un corps C, alors A et C sont aussi en équilibre (même températures) [1].

2.1.1-Modes de transfert de chaleur mis en jeu dans un cheminé solaire

➤ Conduction

La conduction est un mode de transfert de chaleur concerne essentiellement les solides et les fluides sans mouvement [2], ou le transfert se fait dans un corps ou entre plusieurs corps [1] dès qu'il existe un gradient de température au sien du system matériel, depuis les région chaudes vers les régions plus froides[2].

Pour un solide isotrope homogène, la loi de Fourier est donnée sous la forme :

$$Q = -ks \frac{d\theta}{dx} \quad (1)$$

S : surface de l'élément considéré en (m²)

$\frac{d\theta}{dx}$: Variation de la température par unité de longueur lorsqu'on se déplace dans la direction de propagation de la chaleur

K : conductivité thermique du matériau exprimé en W/m k. [3].

Tableau I. 1- conductivités thermiques de quelque matériaux [2].

Matériaux	K[W/m/K]	Matériau	K[W/m/K]
Argent	418	Verre	1.0
Cuivre	386	Eau	0.60
Aluminium	204	Bois	0.18
Acier Inox	15	Liège	0.046
Glace	1.80	Polystyrène	0.036
Béton	1.40	Air	0.025

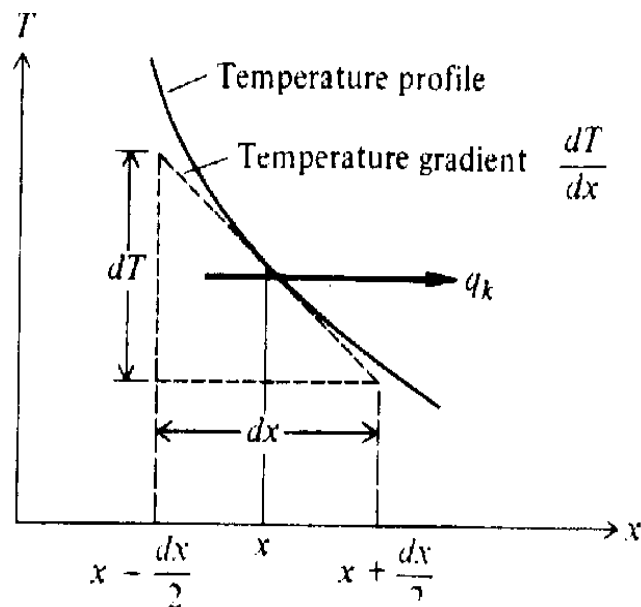


Figure I. 1- Direction de la conduction thermique [4].

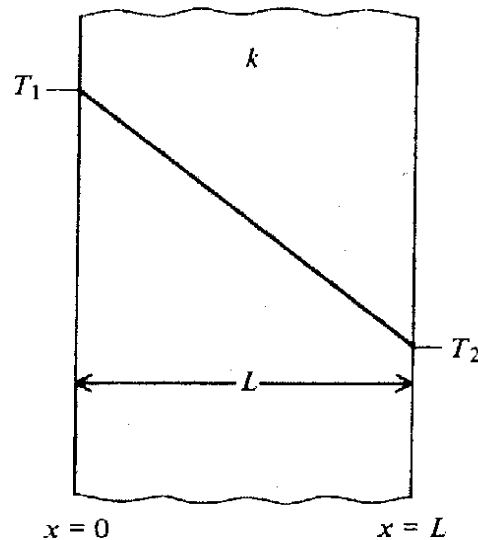


Figure 1. 2 Conduction à travers une paroi plane à conductivité thermique uniforme [4].

➤ **Convection**

La convection est un mode de transfert de chaleur relative aux fluides gazeux ou liquides en mouvement, où il transfère la chaleur d'un point à l'autre par une distance L . Il est considéré plus efficace que le transfert par conduction. En le classifiant en convection forcée, où le mouvement est créé forcément par l'extérieur ou par un gradient de pression, ou bien, en convection naturelle, là où elle le mouvement est créé par la différence de température au sein du fluide. Aussi en le classifiant en régime laminaire, où la vitesse U de fluide et la température T ne dépendent pas du temps, par contre, en régime turbulent la vitesse et la température sont dépendent du temps [2] [4].

Le flux de chaleur par convection est comme suit :

$$Q = hS(T_s - T_{f\infty}) \quad (2)$$

h = coefficient de convection ($W/m^2.K$)

S = la surface en contact avec le fluide (m^2)

T_s = la température de surface (K)

$T_{f\infty}$ = la température de fluide en contact avec la surface (K) [4].

Tableau I. 2. coefficients convective de certaines fluides [4].

Fluide	h [w/m ² k] (Convection forcé)	h [w/m ² k] (Convection naturelle)
Eau	50-10000	20-100
Air	10-200	5-25

➤ **Rayonnement**

Le rayonnement thermique est toujours présent même sans support matériel (dans le vide) à des niveaux très variables (loi en T^4), par contre la conduction et la convection se fait par l'intermédiaire d'un support matériel. Le concept de rayonnement thermique est attaché par James Maxwell et Max Planck. Selon Maxwell, le rayonnement électromagnétique (REM) se propage sous forme d'ondes électromagnétiques, en temps que Planck considère le rayonnement comme étant composé de photons, l'énergie élémentaire d'un photon s'écrivant $\frac{h c}{\lambda}$ [2].

Le transfert de chaleur par rayonnement est proportionnel à la différence de la 4^{ème} puissance des températures absolues, des surfaces d'émission et de réception et dépend de leurs qualités de surface, mesurées par des nombres non dimensionnels :

L'absorbance (α) est exprimée en fraction de celle d'un absorbeur parfait pour un corps noir théorique (pour lequel $\alpha = 1$), et sa valeur est élevée pour les surfaces sombres, faible pour les surfaces métalliques claires ou brillantes.

Pour les surfaces de tous les jours, elle varie entre $\alpha = 0,9$ pour un asphalte noir et $\alpha = 0,2$ pour une surface peinte en aluminium brillant ou blanc.

Pour toute surface opaque $\rho + \alpha = 1$ [1].

La loi fondamentale du rayonnement est celle de Stefan-Boltzmann : T^4

$$Q = \varepsilon \times \sigma \times T^4 \quad (3)$$

Q : densité de flux de chaleur émis par le corps (W).

ε : émissivité thermique du matériau.

σ : constante de Stefan-Boltzmann évaluée à $5,6.10^{-8}$ (W/m² k⁴).

T : température absolue du corps (k)

3. Echelle Celsius et Kelvin

Un degré Celsius et un Kelvin représentent la même quantité de chaleur. Le zéro des degrés Celsius correspond au point de congélation de l'eau, par contre le zéro des Kelvins représente la valeur de la température la plus basse possible, c'est-à-dire le zéro absolu. L'échelle des Kelvins démarre au zéro absolu et se trouve décalée vers le bas d'environ 273 unités par rapport à l'échelle de degré Celsius ($0^{\circ}\text{C} = 273\text{K}$, $-273^{\circ}\text{C} = 0\text{K}$) [1, 3].

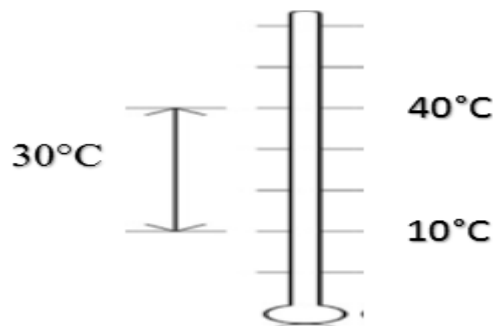


Figure I. 3. L'échelle de température et l'intervalle [1].

4. Isolation thermique

L'isolation thermique vise à empêcher les transferts de chaleurs entre un milieu chaud et un autre froid, l'isolation thermique du bâtiment améliore le confort, réduite les dépense en énergie, diminue la production de CO₂ et donc la pollution d'air. A l'inverse, un défaut d'isolation peut engendrer des plaintes très diverses (une sensation du froid ou du chaude et des problèmes d'humidité).

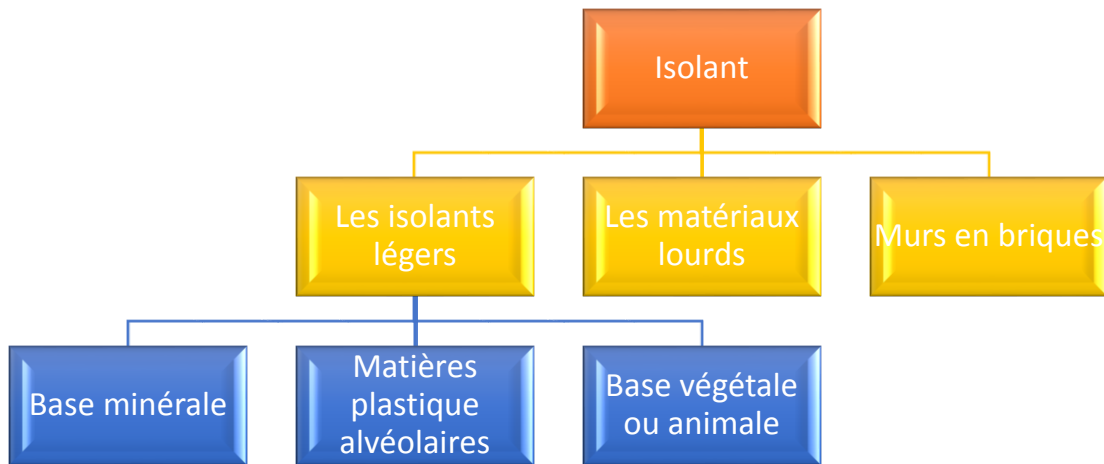


Figure I. 4. schéma représente les types des isolant [5].

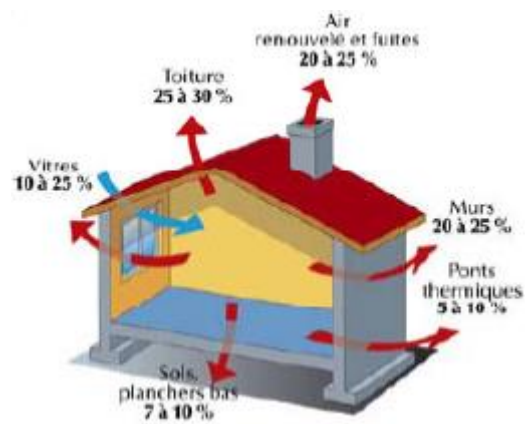


Figure 1. 5. Bilan thermique d'un bâtiment [5].

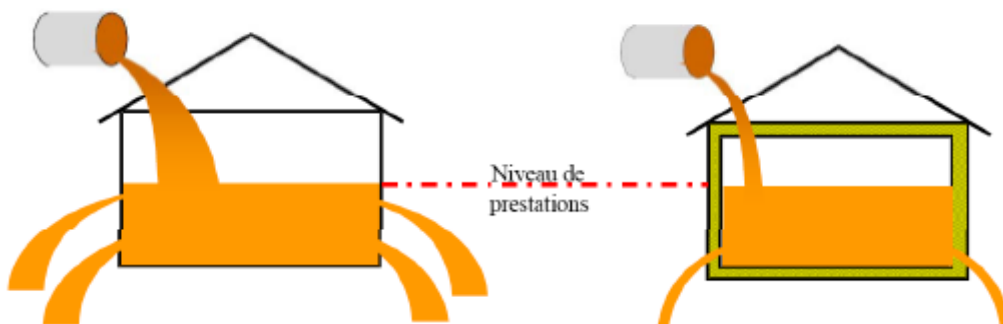


Figure I. 6. A gauche, bâtiment mal isolée, à droite, bâtiment correcte [5].

5. Techniques de refroidissements

Le rayonnement solaire, le rayonnement à ondes longues sortant, l'évaporation de l'eau et le refroidissement par rayonnement nocturne sont les méthodes de base du chauffage et du refroidissement des bâtiments. Le rayonnement solaire et le refroidissement par rayonnement nocturne peuvent être utilisés pour le chauffage et le refroidissement d'un bâtiment, mais les autres ressources énergétiques naturelles ne peuvent être utilisées que pour le refroidissement du bâtiment [6].

Par l'habitude, il y a trois types d'installations principales. Le premier type consiste à combiner la machine frigorifique à compression de vapeur conventionnelle avec des panneaux solaires photovoltaïques. Le deuxième type fonctionne avec un cycle ouvert traitant directement l'air du bâtiment à refroidir. Le troisième type, est basé sur des cycles thermodynamiques fermés utilisant un fluide frigorigène et capables de produire du froid à partir d'un apport de chaleur [7].

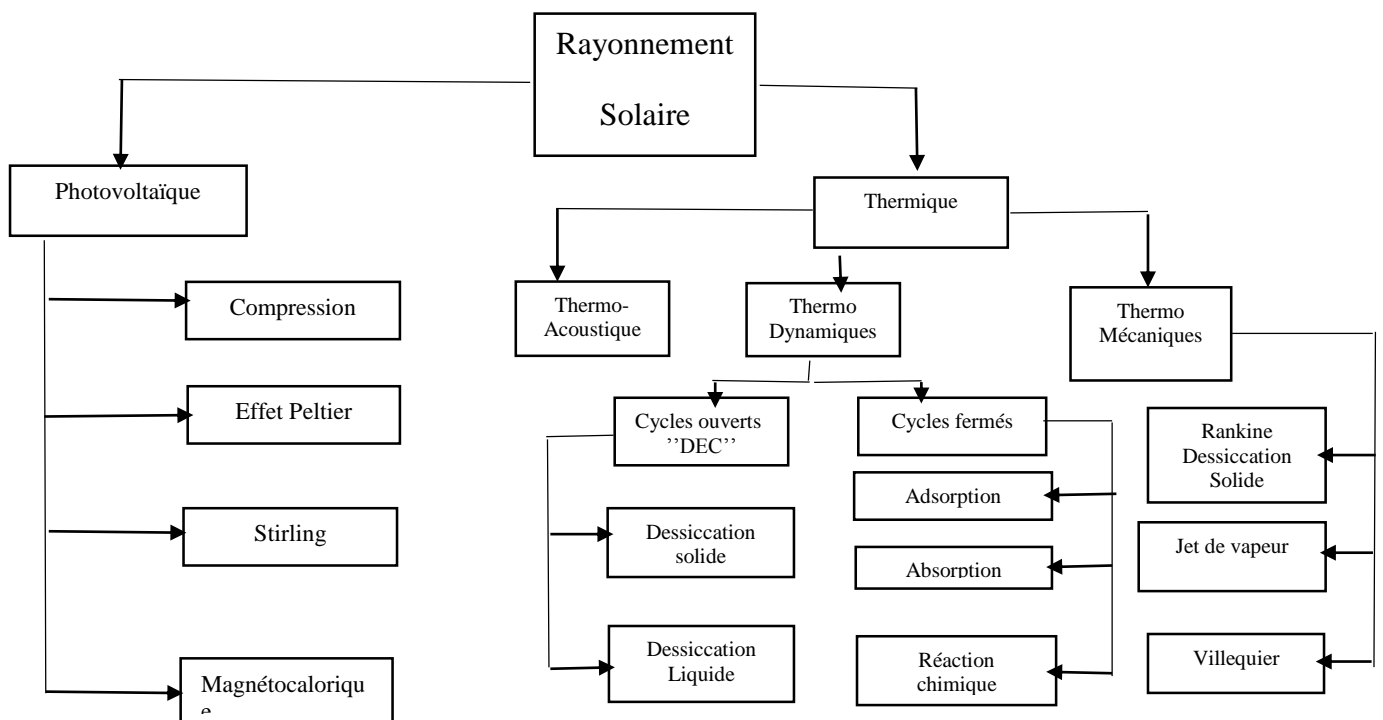


Figure I. 7. Différentes technologies de production de froid solaire existantes[8]

5.1. Système de refroidissement solaire par adsorption

Le système proposé ci-dessous, présente un refroidisseur à adsorption (eau / gel de silice) composé de deux lits d'adsorption / désorption, d'un évaporateur et d'un condenseur, une unité

solaire thermique (un collecteur à plaques plates et un ballon d'eau chaude) une cheminée solaire et un canal de refroidissement. La cheminée solaire se compose d'une surface vitrée orientée au sud et d'une paroi absorbante.

5.1.1 Principe de fonctionnement

D'abord, le rayonnement solaire, chauffe l'air à l'intérieur de la cheminée. Il produit une ventilation en aspirant l'air extérieur par le canal de refroidissement et aussi l'air qui contient dans la chambre. Le refroidisseur fonctionne selon des cycles composés de quatre processus : préchauffage, désorption, pré-refroidissement et adsorption.

Pendant les périodes de préchauffage et de pré-refroidissement, toutes les vannes interconnectées sont fermées et la quantité de réfrigérant dans les lits reste constante. En suite, le lit préchauffé se connecte au condenseur, et il est désorbé le réfrigérant (eau) vers le condenseur, en même temps, l'autre lit est connecté à l'évaporateur où la vapeur de réfrigérant est adsorbée par le lit et le fluide caloporteur dans l'évaporateur est refroidi. L'eau réfrigérée alimente les plaques dans le canal de refroidissement et retourne à l'évaporateur après avoir quitté le canal. La source de chaleur requise pour le fonctionnement du refroidisseur est fournie par l'énergie solaire. L'eau est chauffée dans le capteur solaire puis entre dans le réservoir de stockage d'eau. L'eau chaude du réservoir s'écoule vers le refroidisseur d'adsorption. Par conséquent, le système est capable de fournir une ventilation et un refroidissement en utilisant l'énergie solaire.

Les résultats montrent que le système est capable de fournir l'ACH (échangeur d'air par heure) requis et de maintenir la température intérieure dans les limites de confort thermique dans les climats arides et humides. Ils ont constaté que le système proposé consomme environ 37% d'énergie électrique en moins par rapport à un climatiseur split invertir de même puissance de refroidissement [9].

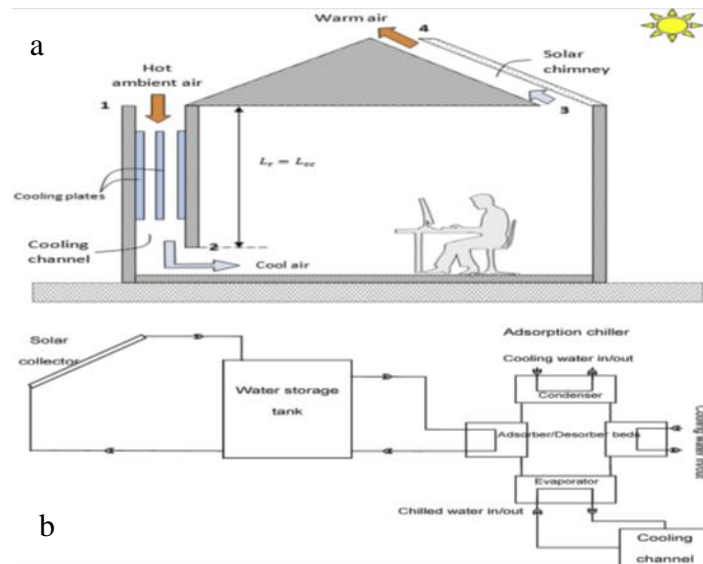


Figure I. 8. a. Représentation schématique de la pièce. b. Représentation schématique du système de refroidissement solaire [9].

5.2. Rafraîchissement de l'air par un échangeur géothermique air/sol

Dans ce travail, Belloufi Y. et al (2016) [10]. Ont intéressé à la technique de rafraîchissement en utilisant l'échangeur air/sol (puits canadien). Ils ont concerné à une étude numérique et expérimentale d'un phénomène thermique de cet échangeur.

La température du sol dépend de plusieurs paramètres (la conductivité thermique (λ) de sol, la température ambiante et la quantité de chaleur du soleil absorbée par le sol).

Théoriquement, ce travail a été effectué au sein du Laboratoire de Génie Mécanique LGM de l'université de Biskra, les résultats sont présentés dans la figure 4.3.

5.2.1. Principe de fonctionnement

A l'expérimental, L'échangeur est constitué d'un tube en PVC de 110 mm de diamètre et d'une longueur totale de 53 m, enterré en serpentin à 3 m de profondeur dans le sous-sol, avec un entraxe de 2 m sous une pente de 2%. Il occupe une surface de 85 m². Un avaloir d'évacuation des condensats est construit juste à la sortie de l'échangeur. Une centrale d'acquisition fournit par National Instrument, reliée par seize sondes de prélèvement de température le long de l'échangeur enterré. La vitesse de l'écoulement de l'air dans l'échangeur est gérée par un extracteur de débit variable et d'une consommation fiable en énergie électrique (120 W) (figure 4.4).

Chapitre 1. Physique de la chaleur et techniques de ventilation et de refroidissement

Les résultats de ce modèle sont validés par les résultats expérimentaux qui sont réalisés sur le site de l'université de Biskra.

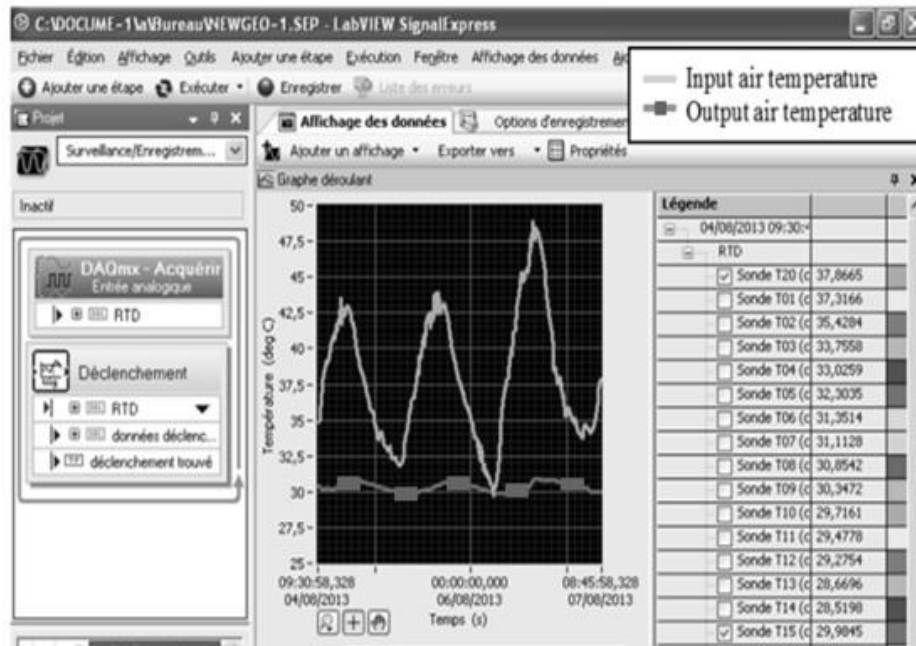


Figure I. 9. Valeurs des températures entrantes et sortantes de l'échangeur au cours du temps [10].

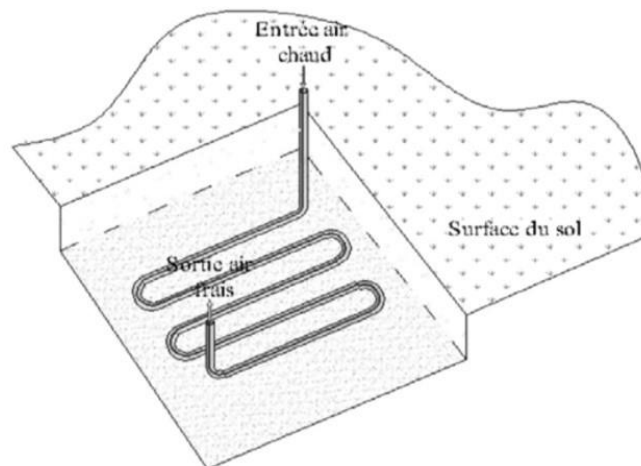


Figure 1. 10. Schéma d'enfouissement de l'échangeur air / sol enterré [10].

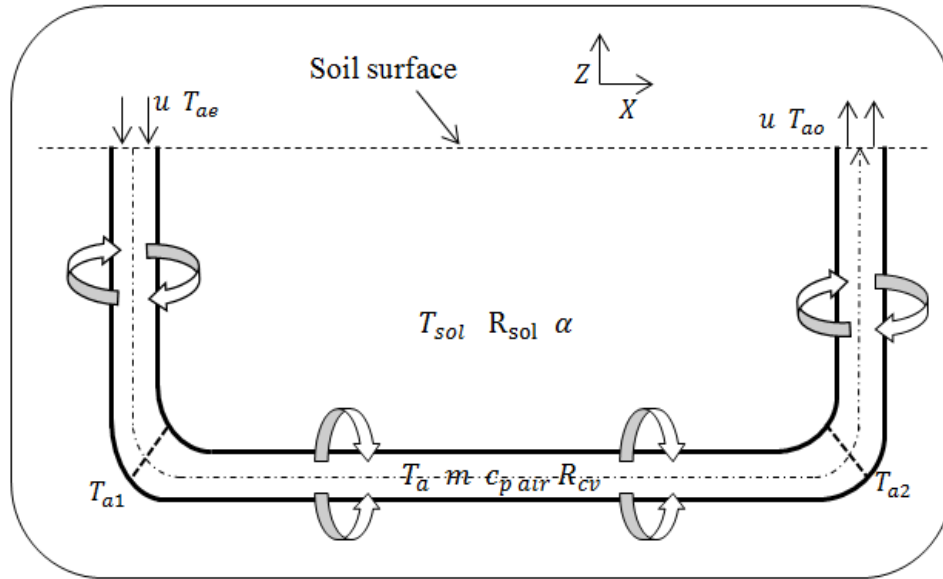


Figure I. 11. Schéma descriptif de l'échangeur air/sol [10].

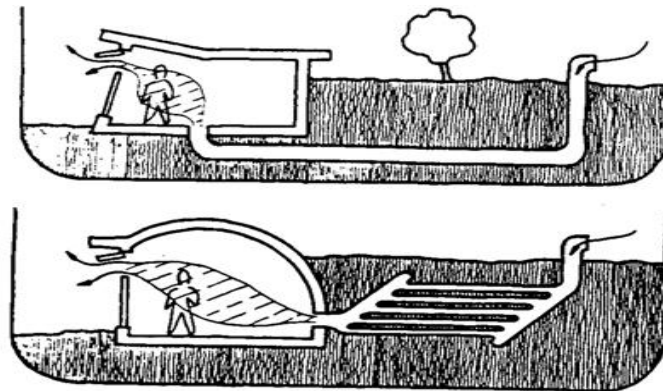


Figure I. 12. Principes d'échange de chaleur des tubes et des champs de terre [11].

5.3. Système de refroidissement solaire à cycle ouvert par dessiccation

La climatisation solaire par dessiccation est fonctionnée directement par déshumidification et refroidissement de l'air des locaux, où, les températures d'entrées sont faibles (45 à 95°C) et le réfrigérant c'est l'eau. Ce système est basé sur un double échange de frigorie et d'humidité entre les flux d'air entrant (air de processus) et sortant (air de régénération), simples capteurs à air et des ventilateurs (figure 4.7).

5.3.1. Principe de fonctionnement

La figure 4.8 ci-dessous montre comment le system évoluer dans le diagramme de l'air humide :

Phase 1-2 : L'air extérieur (air pulsé) est aspiré à travers un filtre, puis traverse la "roue à dessiccation" (échangeur rotatif) qui contient un produit de sorption solide. Ce dernier absorbe

la vapeur d'eau de l'air extérieur par adsorption, par conséquent, l'air se déshumidifier et sa température augmente.

Phase 2-3 : L'air extérieur se perd la chaleur par échange de chaleur avec l'air intérieur extrait (air extrait) au cours de leur passage par un échangeur de chaleur rotatif (non hygroscopique).

Phase 3-4 : L'air extérieur récupère leur humidité par l'humidificateur, puis il ventilé vers la locale phase 4-5.

Phase 6-7 : pulvérisation de l'air pulsé jusqu'à la saturation (en l'appel là "air extrait") pour augmenter l'échange et pour que l'air se refroidir.

Phase 7-8 : En passant à travers l'échangeur de chaleur "roue à dessiccation", l'air extrait se voit donc réchauffé.

Phase 8-9 : Pour pouvoir fonctionner en continu, il doit réchauffer l'air extrait à une température suffisante pour que déshumidifier le matériau adsorbant de la roue.

Phase 9-10 : l'air chaud traverse et régénère la roue desséchante (adsorbe les gouttes d'eau). Finalement, l'air rejeté, à l'aide d'un ventilateur, avec une température plus élevée et plus chargé en humidité que l'air extérieur.

Le COP est de l'ordre de 0,5 à des valeurs supérieures à 1, et l'application actuelle de ces systèmes reste faible et de l'ordre de 10 à 15% des installations existantes [7].

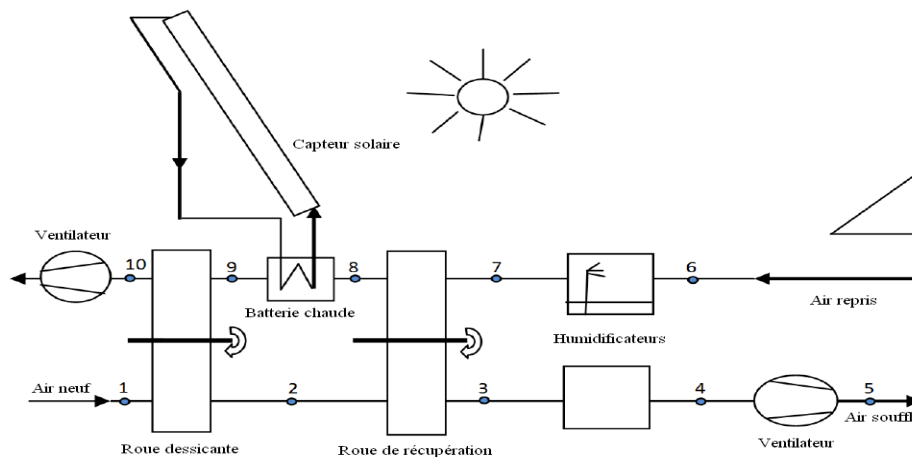


Figure I. 13. Schéma de fonctionnement d'une centrale d'air à roue desséchante [12].

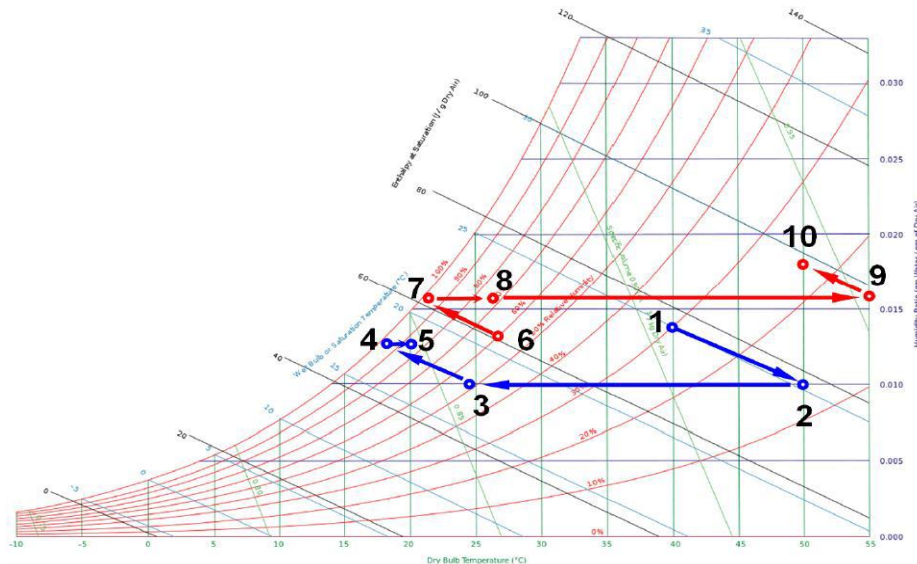


Figure I. 14. Représentation de l'évolution de l'air dans un diagramme de l'air humide [12].

6. Techniques de ventilation

La ventilation est le processus par lequel l'air frais est intentionnellement fourni à un espace intérieur ou l'air vicié est éliminé. Dans lequel l'air frais (l'air qui vient de l'extérieur) contenant l'oxygène nécessaire pour respirer, et l'air vicié (l'air qui contient à l'intérieur) contenant des polluants, tels que du CO₂, des micro-organismes, des odeurs et des particules de textiles, de tapis, de cuisine, etc. En outre, il peut également être utilisé pour éliminer la chaleur excessive d'un espace et ainsi améliorer le confort thermique en été.

Habituellement, lorsque la ventilation est utilisée comme mécanisme de refroidissement, le flux d'air requis à travers l'espace est plus important [11].

6.1. Ventilation naturelle par une cheminée solaire à toit incliné

Mathur et al.[13] ont étudié théoriquement la performance estivale d'une cheminée solaire à toit incliné pour une ventilation naturelle. Où ils ont étudié les principaux paramètres (la température de l'absorbeur et du verre, température de l'entrée et de la sortie d'air, température ambiante, vitesse d'écoulement, zone de l'ouverture d'entrée et de sortie) pour écrire des équations de bilan énergétique.

A l'expérimentale, pour vérifier les résultats théorique, ils ont préparé une chambre cubique en bois (1m × 1m × 1m) intégrer avec le toit par un cheminée solaire inclinée avec un angle 45°, la cheminée composée d'une tôle au aluminium 1mm d'épaisseur peinte au noire pour absorber le rayonnement solaire, couvre par un couvercle en verre de 4 mm d'épaisseur, ils ont gardé un entrée sur la cheminée maintenue à 0,35 m, couvrant toute la largeur de la

chambre de base. La tôle est isolée à l'arrière à l'aide d'une feuille de thermocol (EPS) de 5 cm d'épaisseur. Aussi tous les côtés exposés de la chambre de base ont été isolés (même matériau) par des feuilles de 2.5 cm d'épaisseur (figure 5.1)

Ils ont utilisé les conditions suivantes pour étudier la performance de la cheminée :

1/ différents inclinaisons (30° , 45° et 60°)

2/ différents GAP (ouverture de l'entrée d'air) 0.1 m, 0.2 m et 0.3 m.

3/ Le 21 juin à l'heure entre 10 h 00 et 17 h 00, ont prôné les résultats

4/ Une isolation thermocollée (EPS de 7,5 cm d'épaisseur et de conductivité $0.037 \text{ (W/m}^2 \text{ k)}$), et un couvercle en verre d'épaisseur 4 mm et de conductivité $5.91 \text{ (W/m}^2 \text{ k)}$.

Pour les mesures des températures et de la vitesse, ils ont placé respectivement des thermocouples, anémomètre à fil chaud en différents point au sien de la chambre et ont utilisé un Solari mètre pour capté le rayonnement solaire. Le débit massique et volumique été mesuré à partir de la vitesse d'écoulement d'air captée dans le canal.

Les résultats montrent que l'angle optimal de l'inclinaison est 45° pour obtenir un taux de ventilation maximal (environ 10%), donc ils sont validés avec les résultats théoriques [13].

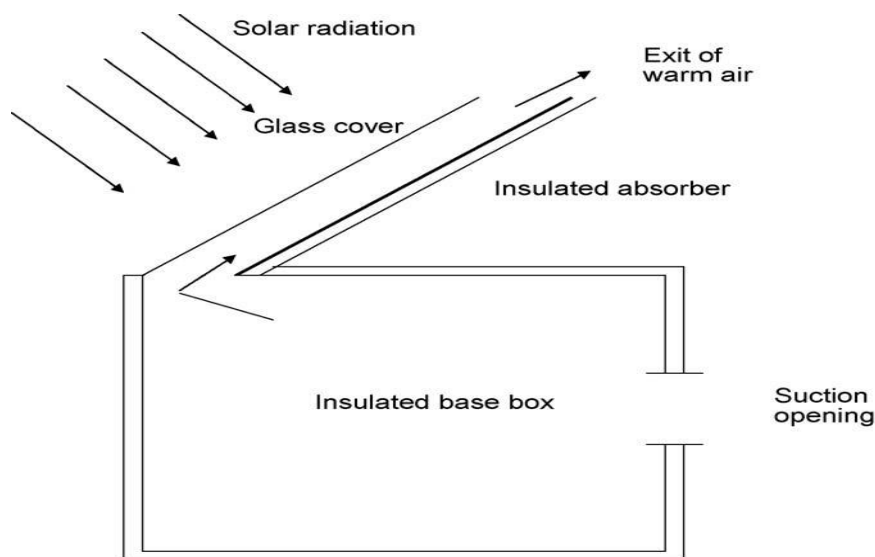


Figure I. 15. Installation expérimentale pour étudier les performances d'une cheminée solaire inclinée [13].

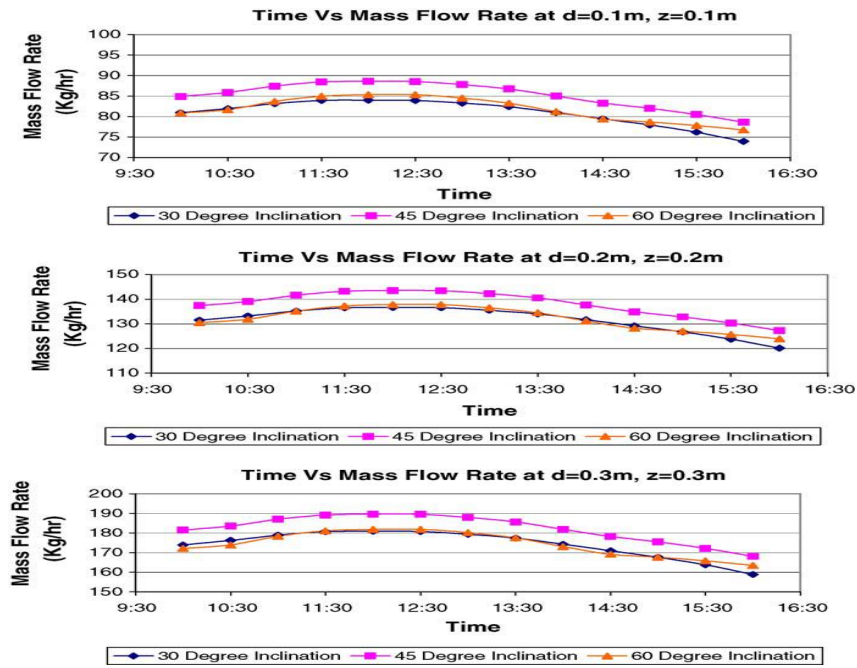
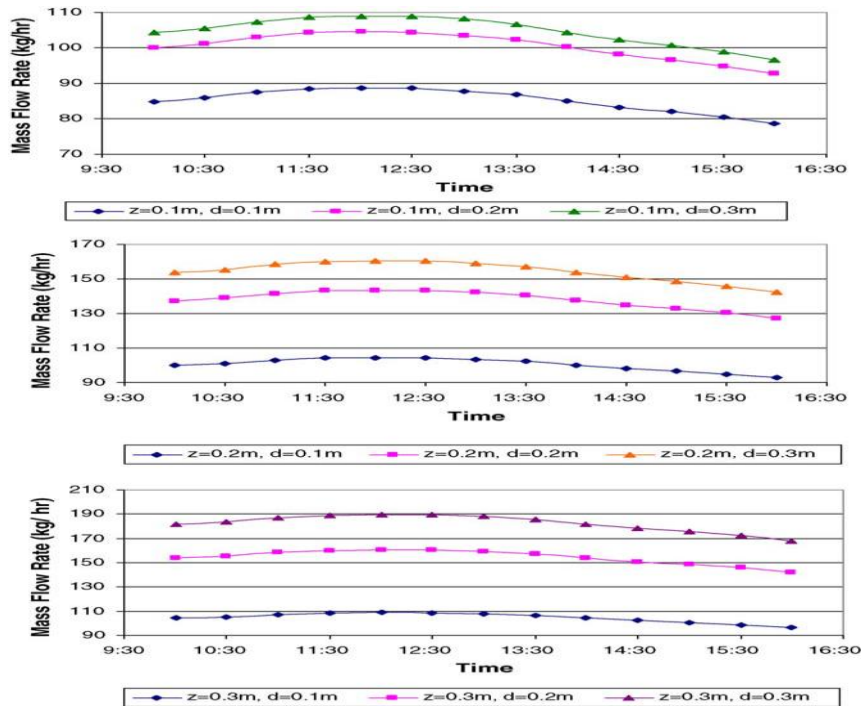


Figure I. 16. Graphique entre le temps et le débit massique pour différentes combinaisons paramétriques [13].



. Figure I. 17. Variation du débit massique avec le temps à l'inclinaison 45° avec ouverture d'entrée variable [13].

6.2. Mur trombe

Guohui Gan .[14] a fait une étude paramétrique sur les murs de Trombe pour le refroidissement passif des bâtiments, où, il a étudié théoriquement les taux de ventilation par la technique CFD (computational fluid dynamics), qui était une simulation de débit d'air dans

les enceintes, consistait en un système d'équations régissant la continuité, la quantité de mouvement, la turbulence, l'enthalpie et la concentration.

A l'expérimentale, il a approuvé d'un mur en béton était supposé avoir une hauteur de 2,4 m, 0,3 m d'épaisseur et 1,4 W/m k de conductivité thermique, d'une cavité étaient de 2,18 m de haut, 0,076 m de large et 0,52 m de profondeur, les parois froides gauche et chaude droite ont respectivement les températures $T_f=15^{\circ}\text{C}$ et $T_c=55^{\circ}\text{C}$ (figure 5.4).

La distance entre le vitrage et le mur était de 0.1 m, la largeur des ouvertures d'entrée et de sortie était de 0,1 m, le gain de chaleur du mur était de 125,4 W/ m. La température de l'air ambiant a été supposée à 20°C . Une cheminée était 2 m de haut, 3 m de long et de largeur variable. La hauteur d'entrée a également varié dans l'expérience (figure 5.5), il a chauffé les faces des murs par des radiations électriques (de 30°C à 60°C).

Les effets de la distance entre le mur et le vitrage, la hauteur du mur, le type de vitrage et l'isolation du mur ont également été étudiés.

Comme résultats les taux de ventilation résultant par la technique CFD (computationnel fluide dynamique) a été validés avec les résultats expérimentaux, Il a été démontré que pour maximiser le taux de ventilation, la surface intérieure d'un mur Trombe doit être isolée pour le refroidissement estival. La figure 4.4, 4.5 et 4.6 montres quelques résultats dans cette étude.

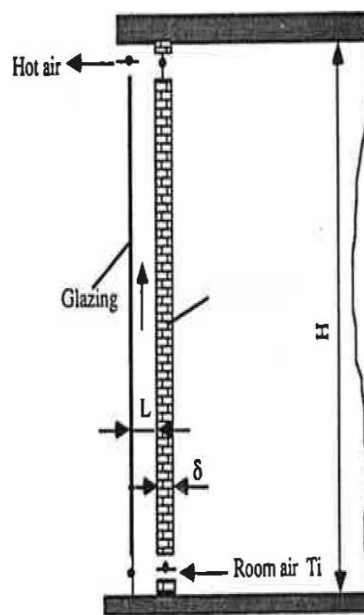


Figure I. 18. Schéma d'un mur trombe [14]

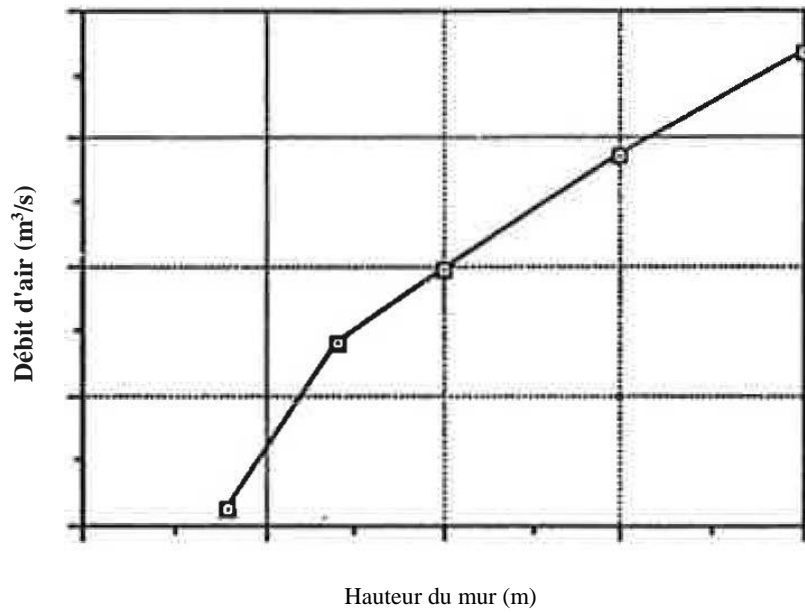


Figure I. 19. Effet de la hauteur du mur sur le débit d'air [14].

Température de mur (°C)

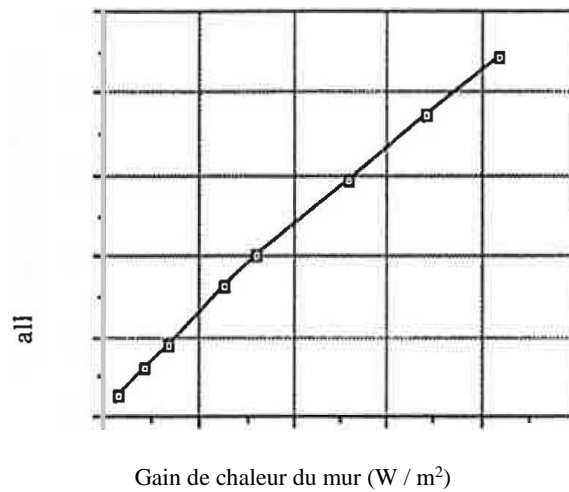


Figure I. 20. Effet du gain de chaleur des murs sur le débit d'air [14].

7.Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons examiné une variété de technologies disponibles pour convertir l'énergie solaire afin de l'utilisée pour le refroidissement et la ventilation, les quelles, système de refroidissement par adsorption, système de rafraîchissement par échangeur air/sol, système de refroidissement solaire à cycle ouverte par dessiccation, la ventilation naturelle par toit incliné et le mur Tromb, ainsi que, leurs fonctionnements. Pour cela, le prochain chapitre portera sur les cheminées solaires.

Chapitre II:

Synthèse bibliographique

1. Introduction

Conceptuellement, les cheminées solaires inclinées sont similaires aux cheminées solaires verticales, la seule différence c'est que l'absorbeur se situe inclinée avec un certain angle pour captée le maximum de radiation solaire, mais l'absorbeur verticale peut être facilement intégré avec le terrasse du local, par contre, se trouve que l'incliné être difficile de l'intégré avec le terrasse du local. Ils ont noté par toit solaire cheminée.

Ce chapitre présente quelques études théoriques et expérimentales sur les cheminées solaires pour apprendre une vue générale sur ce thème, en se basant sur les principaux résultats et les performances de chaque étude.

2. Synthèse bibliographique

Pour l'espace intérieur d'un bâtiment à plusieurs étages, la cheminée solaire ne peut être utilisée que comme structure en saillie sur face sud. Barozzi et al. [15] ont réalisé un dispositif expérimental (figure 6.1) et une étude numérique pour analyser les performances d'un prototype bioclimatique à Nigeria. Le toit incliné lui-même réalisé comme une cheminée solaire (figure 6.2), générant un flux d'air à travers l'espace de vie du bâtiment pour assurer le refroidissement. Des expériences ont été menées sur une maquette à petite échelle 1 :12 du prototype, qui a montré une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et théoriques (figure 6.3).

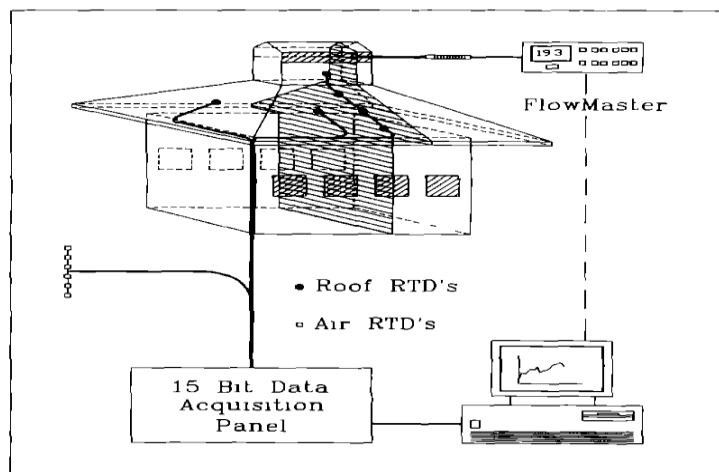


Figure II. 1. Schéma d'instrumentation [15]

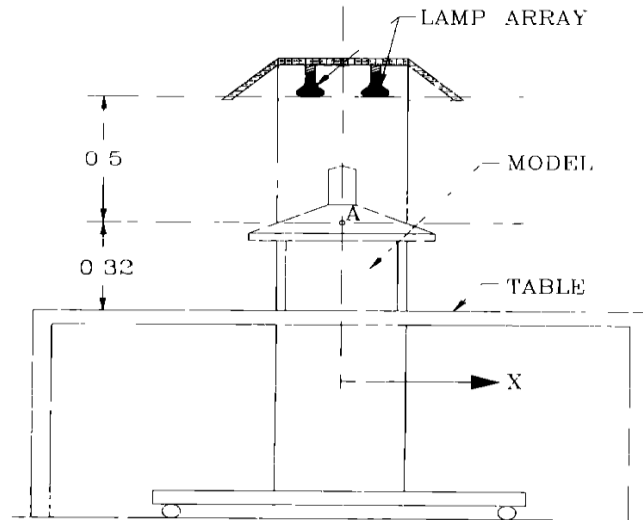


Figure II. 2. Simulateur solaire [15].

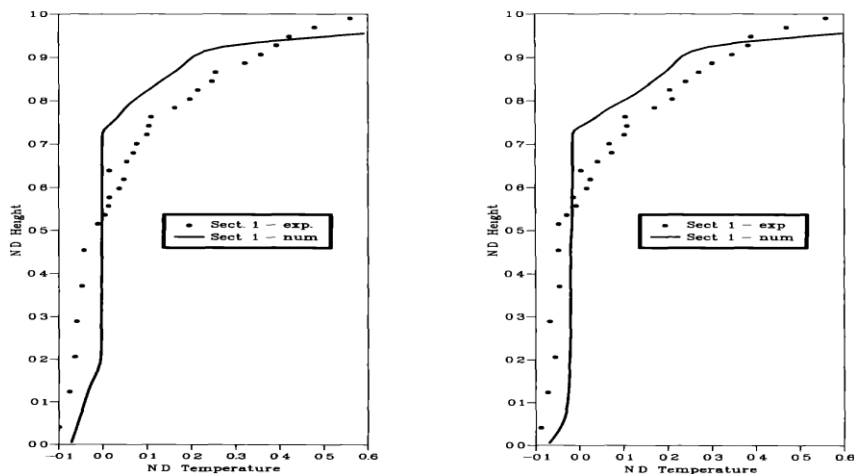


Figure II. 3. Profils de température à la section 1 géométrie (a) et géométrie (b) [15].

Bansal et al. [16] ont étudié les cheminées solaires inclinées pour améliorer la ventilation des habitats en Inde (figure 7.1). Un modèle mathématique à l'état d'équilibre été développé pour une cheminée solaire. Le calcul numérique effectué pour différentes valeurs de température ambiante et de rayonnement solaire a montré qu'une surface du collecteur de $2,25 \text{ m}^2$ à un angle de 30° avec l'horizontale a pu induire un débit d'air compris entre $140 \text{ m}^3 / \text{h}$ et $330 \text{ m}^3 / \text{h}$ pendant rayonnement solaire de $200 \text{ W} / \text{m}^2$ et $1000 \text{ W} / \text{m}^2$ respectivement (figure 7.2 et figure 7.3)

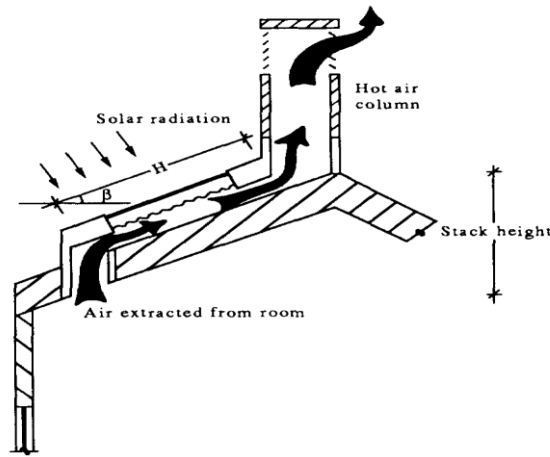


Figure II. 4. Description du système [16].

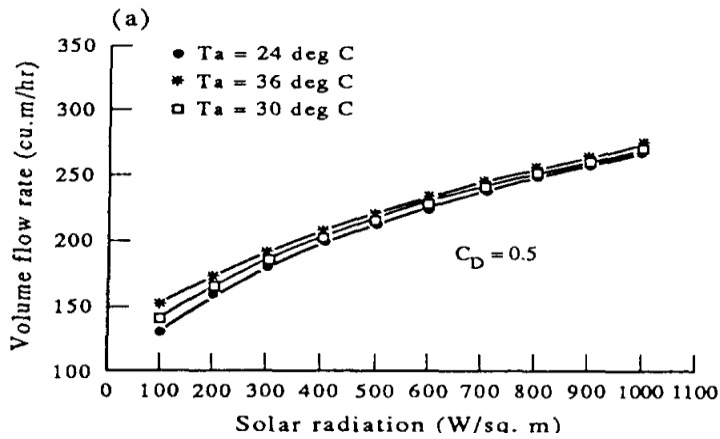


Figure II. 5. Variation du débit volumique avec le rayonnement solaire pour différentes températures ambiantes [16].

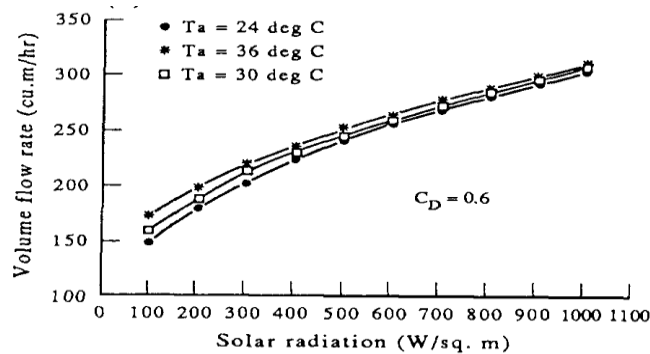


Figure II. 6. Variation du débit volumique avec le rayonnement solaire pour différentes températures ambiantes [16].

Aboulnaga et Abdrabboh. [17] ont étudié une cheminée solaire combinée au toit du mur pour améliorer la ventilation nocturne dans le bâtiment et a signalé qu'une cheminée solaire de

toit seule peut induire un débit d'air de $0,81 \text{ m}^3 / \text{s}$ lorsque le rayonnement solaire moyen est de $850 \text{ W} / \text{m}^2$. Lorsque la cheminée était espacée par $0,25 \text{ m}$ et inclinée par 25° , la vitesse d'air maximal sera égale $1,1 \text{ m/s}$. les résultats obtenus sont présenté dans les figures (8.1, 8.2 et 8.3) ci-dessous.

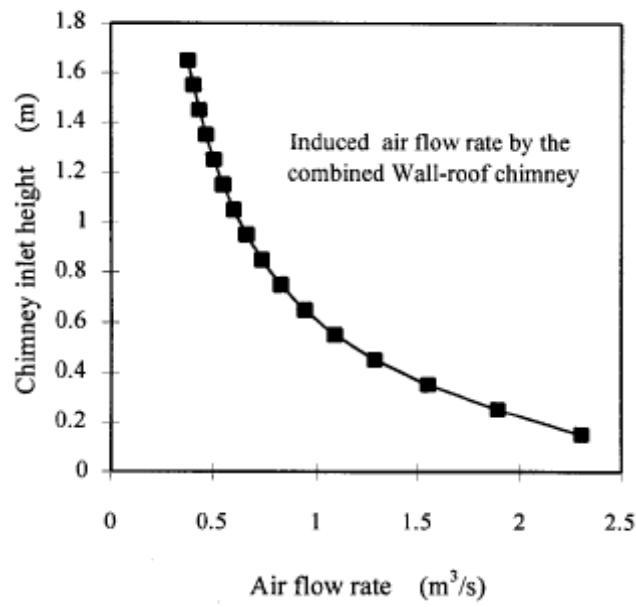


Figure II. 7. Débit d'air induit par une cheminée solaire de toit de mur [17] .

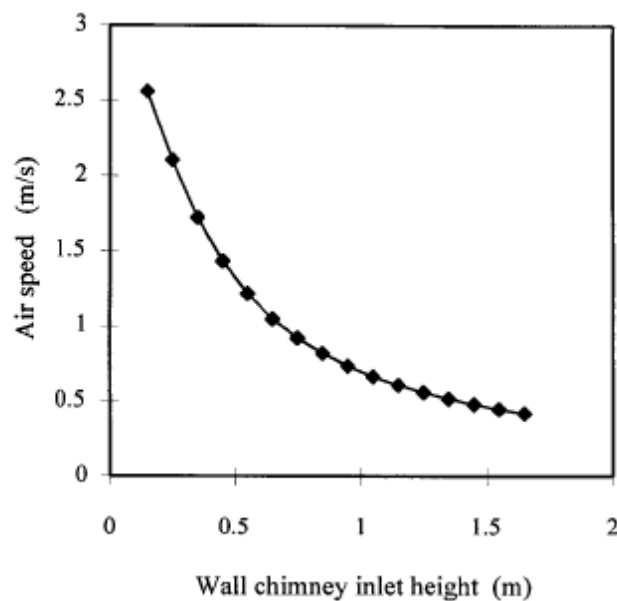


Figure II. 8. Vitesse de l'air générée dans la cheminée solaire du toit du mur [17].

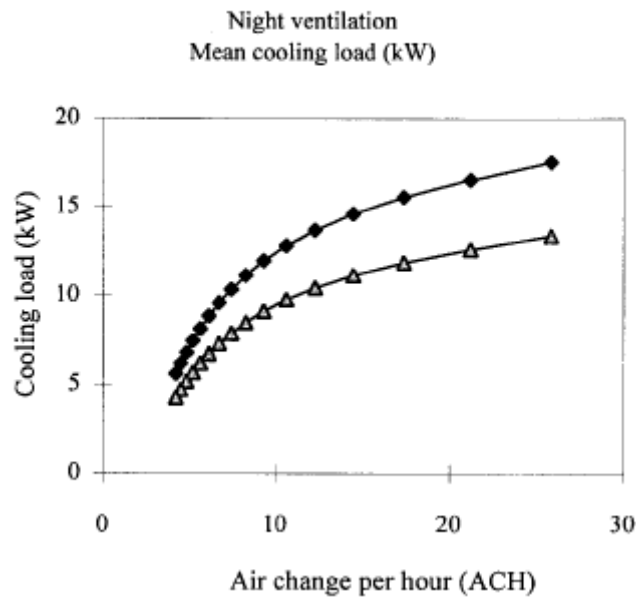


Figure II. 9. Charge de refroidissement par ventilation nocturne pour des températures de l'air intérieur de la pièce de 23 et 25 C [17] .

Chen et al. [18] ont réalisé des expériences expérimentales, ou, ils ont utilisé un flux de chaleur uniforme avec une hauteur de cheminée variable de 1.15 à 2.5, flux de chaleur et angle d'inclinaison différents. Leurs résultats montrent qu'avec un angle d'inclinaison de 45° , une distance de 200 mm entre la plaque absorbante et le vitre et une hauteur de 1,5 m de cheminée, le débit d'air est supérieur à 45% à celui d'une cheminée verticale dans des conditions identiques. Leur objectif de l'étude était pour trouver l'angle d'inclinaison optimale de l'absorbeur, ou, il put capter le flux maximal en été en Inde. Il convient de mentionner ici que la combinaison optimale de paramètres peut varier avec la latitude et les résultats présentés dans cette étude ne peuvent pas être généralisés pour n'importe où dans le monde entier.

Les figures 9.1 et 9.2 ci-dessous, représentent la schématisation expérimentale, l'illustration dimensionnelle de la cheminée et quelque résultat obtenu dans les figures 9.3 et 9.4.

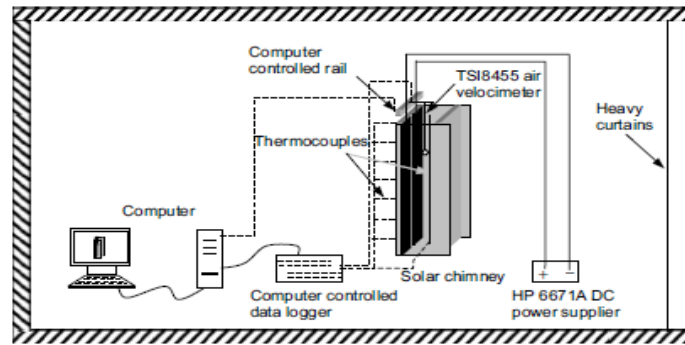


Figure II. 10. schématisation expérimentale de cheminé solaire [18].

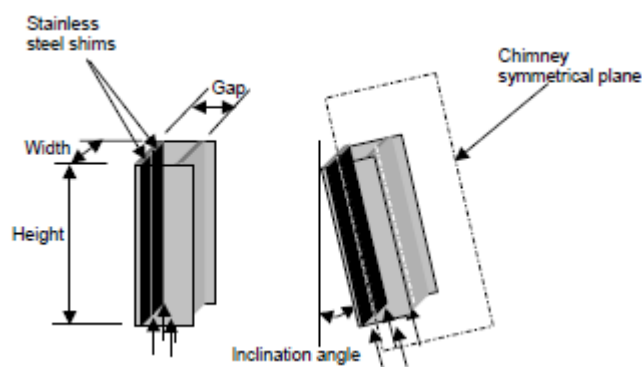


Figure II. 11. Illustration dimensionnelle de la cheminée et de l'angle d'inclinaison [18]

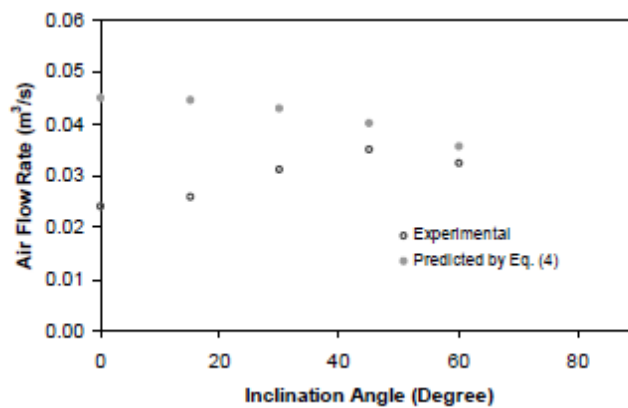


Figure II. 12. Comparaison du débit d'air prévu et expérimental à travers la cheminées avec un espace de 200 mm et un apport de chaleur de $400 \text{ W} / \text{m}^2$ aux angles d'inclinaison de 0° , 15° , 30° , 45° et 60° , respectivement [18]

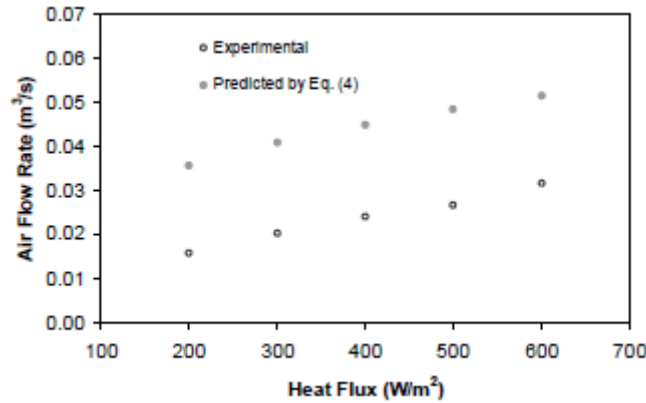


Figure II. 13. Comparaison du débit d'air prévu et expérimental à travers les cheminées avec un espace de 200 mm et un apport de chaleur de 200, 300, 400, 500 et 600 W / m² [18].

Ong. [19] a étudié les aérothermes solaires à simple et double vitrage à flux de convection naturelle. Leur objectif était de montrer l'effet des ailettes longitudinales, ainsi que les variations de profondeur et de longueur du canal sur les performances énergétiques et exégétiques des capteurs. Leur objectif, utiliser la procédure de la solution d'inversion de matrice pour obtenir des prédictions théoriques pour les performances des aérothermes solaires, et comparer les résultats prédits avec les données expérimentales antérieures afin de valider le modèle théorique. Ils ont remarqué que les appareils à deux verres sont plus efficaces qu'un simple collecteur de verre.

Les figures ci-dessous (10.1, 10.2, et 10.3) représentent les types de capteurs à plaque plate et quelques résultats obtenus :

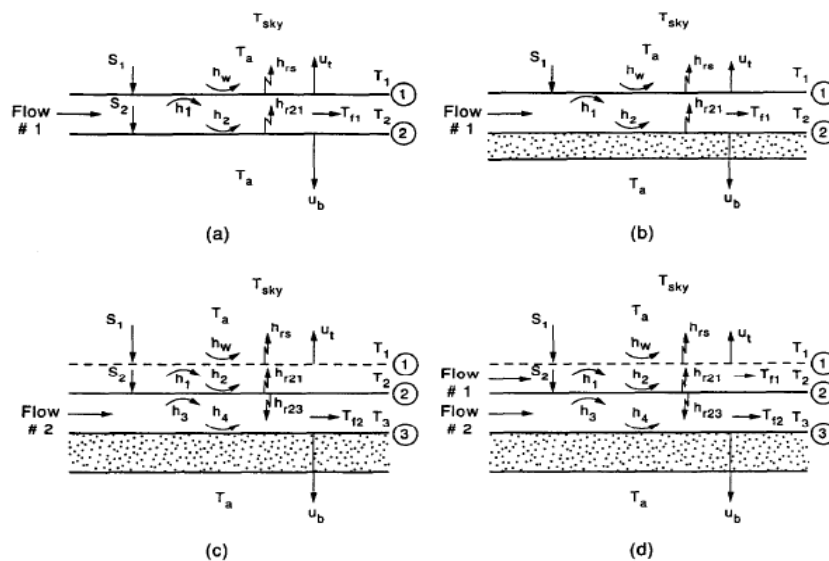


Figure II. 14. Types de capteurs solaires d'air considérés: a) Type aII; b) type bII; c) Type III; et (d) Type IV [19].

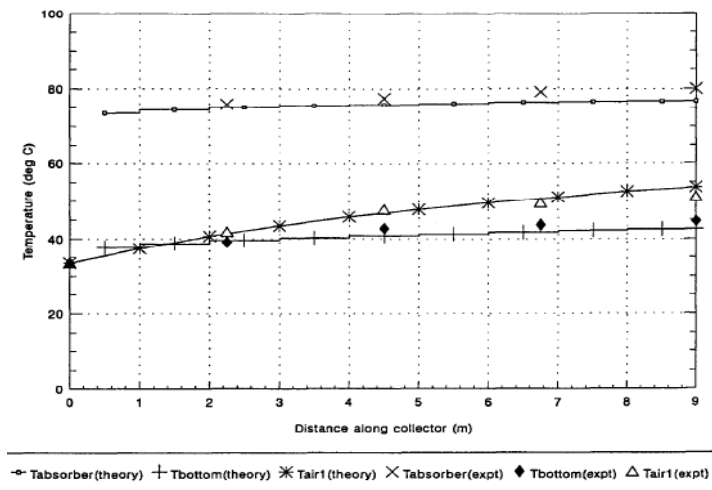


Figure II. 15. Variation de température le long du collecteur de type aII à $Re = 3300$ [19].

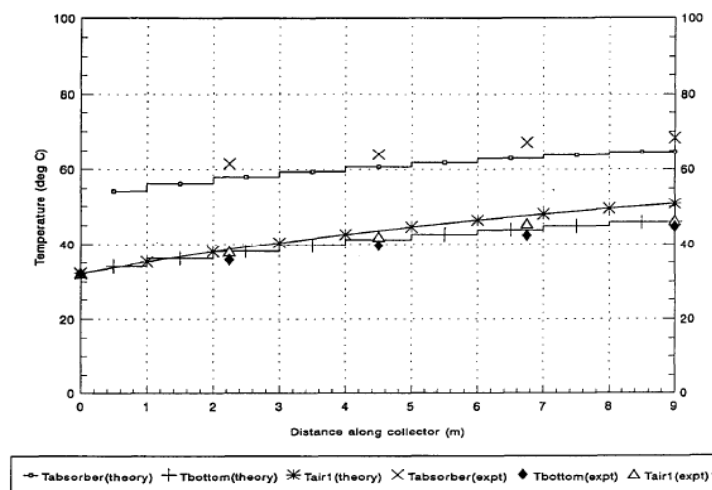


Figure II. 16. Variation de température le long du capteur de type aII à $Re = 14\ 500$ [19].

Sopian et al. [20] Ont développé les modèles théoriques et expérimentaux en régime transitoire afin d'analyser les performances thermiques du capteur solaire double passage à milieu poreux. Ils ont obtenu un accord étroit de l'efficacité thermique entre les approches théoriques et expérimentales (figures 11.1, 11.2 et 11.3).

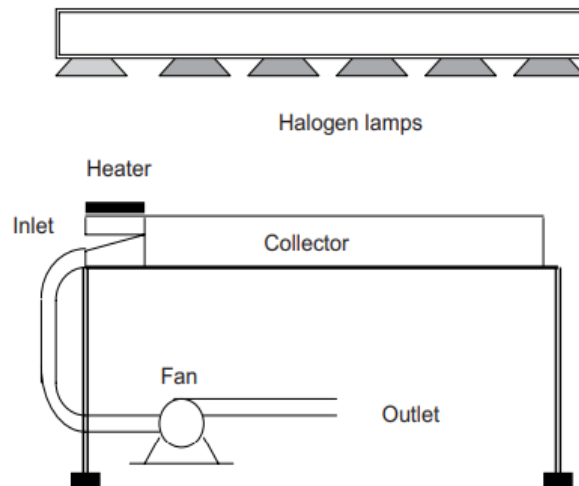


Figure II. 17. Schéma du montage expérimental avec le simulateur solaire [20].

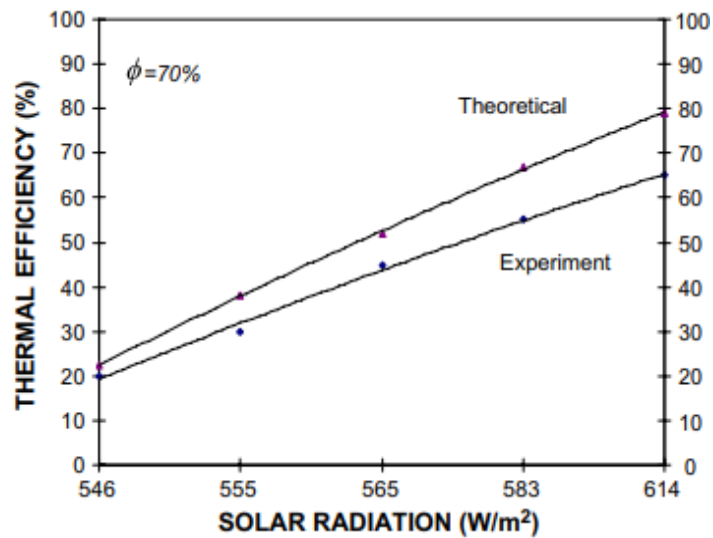


Figure II. 18. Variations des rendements expérimentaux et théoriques du capteur solaire double passe avec milieu poreux ($\phi=70\%$, $T_a = 33,5\text{ C}^\circ$) [20].

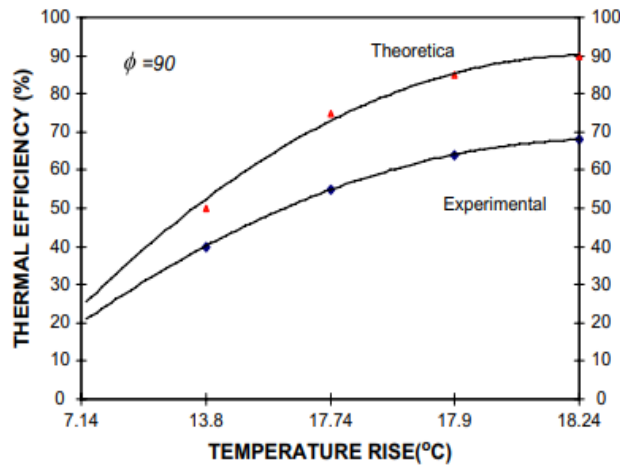


Figure II. 19. Effet de l'élévation de température sur l'efficacité thermique sur le capteur solaire à double passage avec milieu poreux ($T_a = 33,5 \text{ C } ^\circ$) [20].

Koyuncu. [21] a étudié les performances de différentes conceptions de collecteurs de réchauffeurs d'air solaires pour les applications de séchage des récoltes, Parmi elles ont présentée dans les figures (12.1 et 12.2), afin de déterminer les plus efficaces et les plus faciles à fabriquer et avec une efficacité élevée pour les systèmes de séchage des cultures à basse température, quelques résultats sont présentés dans les figures (12.3 et 12.4).

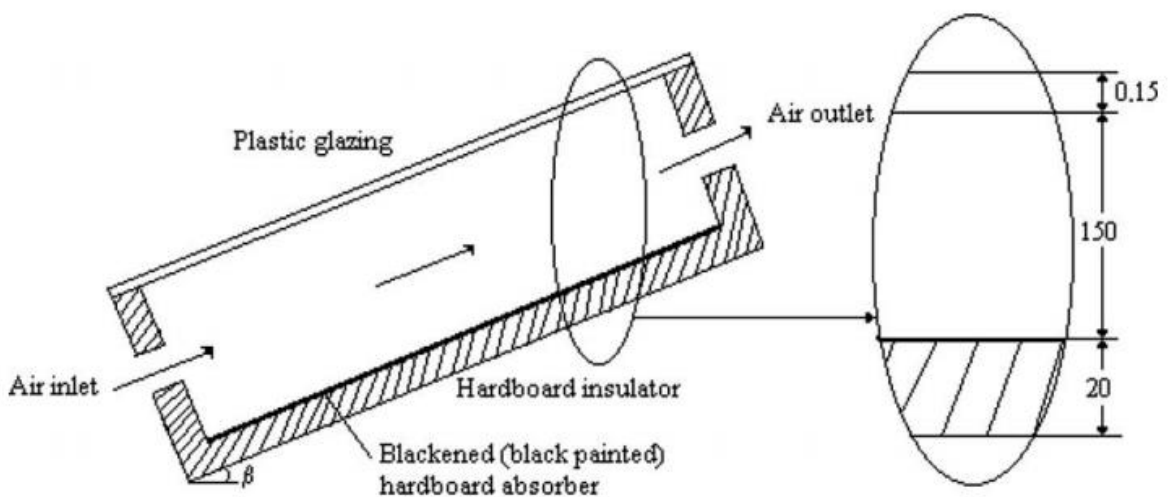


Figure II. 20. Présentation schématique du modèle-1 [21].

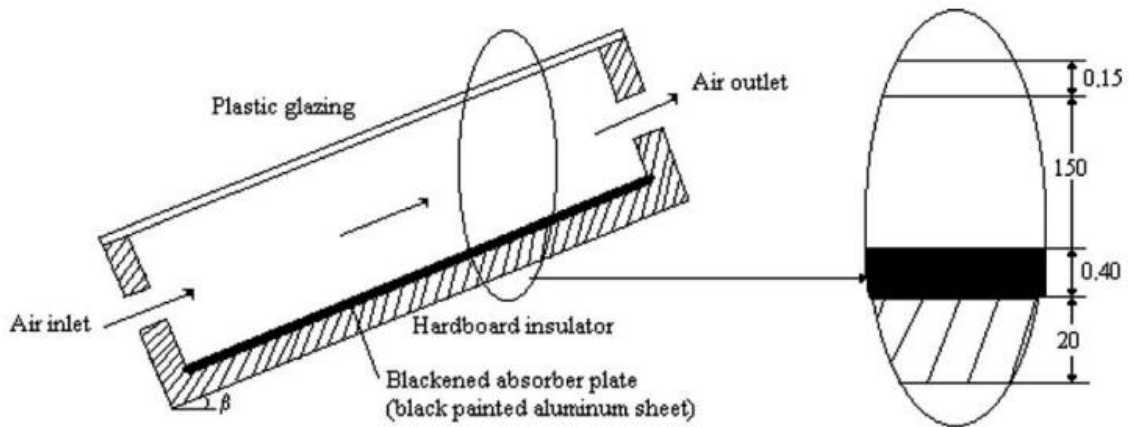


Figure II. 21. Présentation schématique du modèle 2 [21]

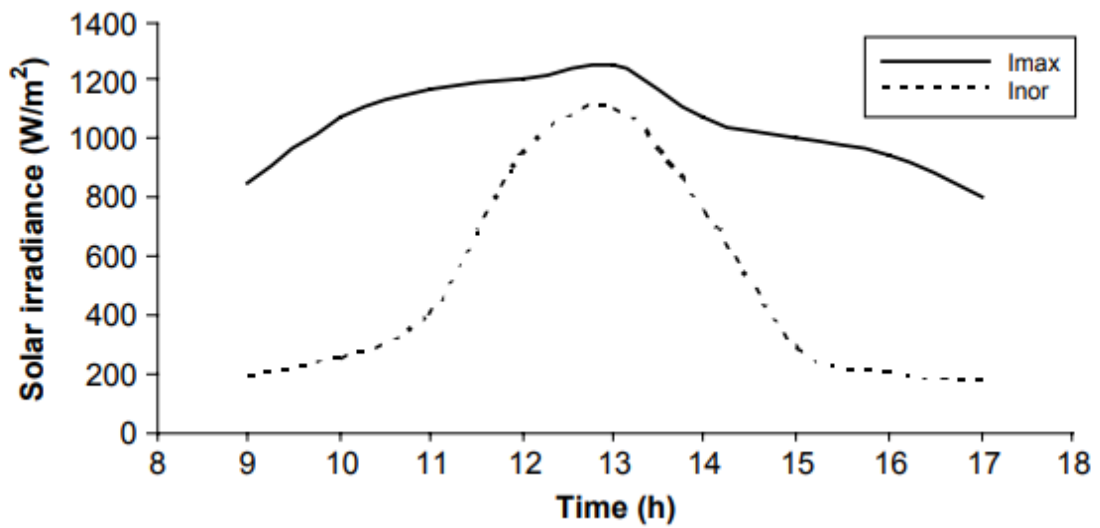


Figure II. 22. Rayonnement solaire maximal à différents angles d'inclinaisons et insolation solaire normale à l'angle d'inclinaison du capteur fixe.[21]

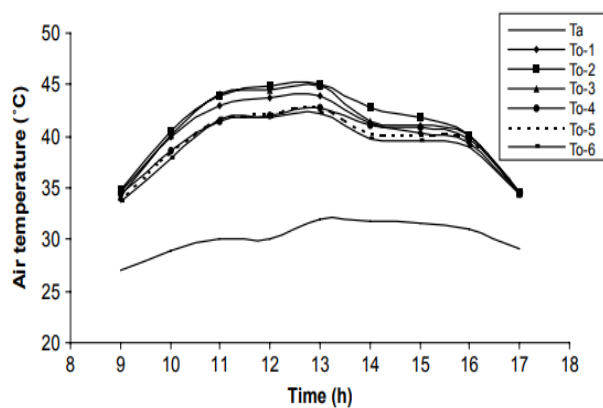


Figure II. 23. Valeurs des températures enregistrées de l'air ambiant et de l'air de sortie pour différents modèles de capteurs.[21]

Zohir.Y. [22]. et all. Ont fait une étude expérimental sur un prototype (figure 13.1), à échelle réduite d'un mur solaire TROMBE-COMPOSITE, où, ils ont cherché des matériaux a changement de phase pour l'intégrée dans les composants solaires passifs intégrables dans les parois de l'enveloppe des bâtiments, vu que le stockage par chaleur latente apparaît en effet très intéressant en comparaison avec un stockage par chaleur sensible et stockée une grande quantité d'énergie (dans une température proche à celle de confort thermique) dans un volume réduit. Les résultats obtenus théoriquement montrent un comportement thermique très différent en régime dynamique, ils ont trouvé que le flux solaire incident maximum 700 W/m^2 , le flux entrant dans la brique est au plus de 400 W/m^2 et le flux global restitué à la lame d'air est au maximum de 200 W/m^2 (figures 13.2 et 13.3), alors, La brique n'absorbe donc que 49% de l'énergie incidente et ne retransmet que 68% de l'énergie absorbée.

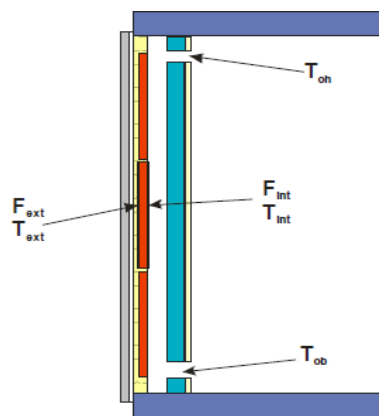


Figure II. 24. schématisation de prototype étudié [22].

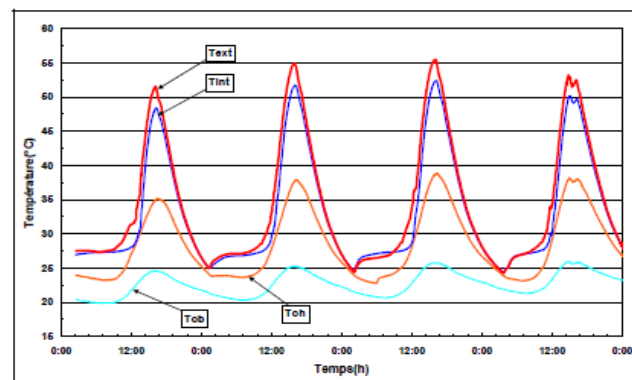


Figure II. 25. Variation des températures lors de variation du temps [22].

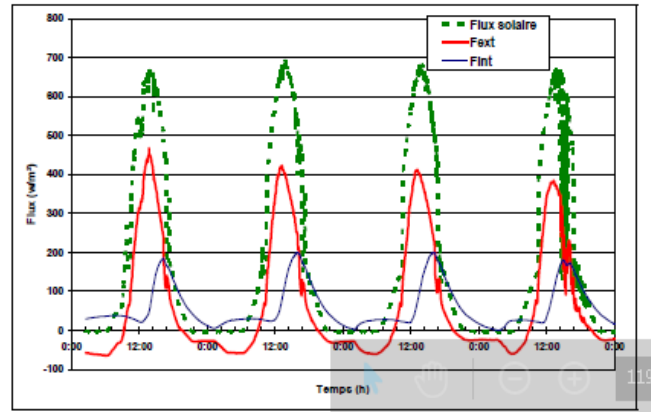


Figure II. 26. Variation de flux mesuré lors de variation du temps [22].

3. Conclusion

A travers ce chapitre, il a été montré que plusieurs techniques de refroidissement et de ventilation ont été développées.

D'après l'étude bibliographique qui en a préparé plus haut, nous avons remarqué que chaque system entre eux, à une performance spécifique, dépend en fonction des conditions climatique et géométrique. Pour cela, le prochain chapitre a été consacré à : modélisation mathématique et simulation numérique d'une cheminée solaire inclinée.

Chapitre III :

Simulation numérique et réalisation expérimentale

1. Introduction

Ce chapitre est consacré à l'étude des cheminées solaire à toit inclinée à OUARGLA, où, elle est affectée en particulier par les conditions climatiques, telles que le rayonnement solaire, la température et la vitesse de vent. L'objectif de notre étude était pour prédire les températures idéales de chaque élément dans la cheminée (le vitrage, l'air circulant dans le canal et l'absorbeur), et notamment le débit d'air.

Nous précisons l'objectif et les hypothèses prise en compte dans l'étude afin de les simplifiés, puis les démarches pour le bilan énergétique. Afin d'adapter l'angle optimale de l'inclinaison pour effectuer un bon débit d'air au cours de la ventilation naturelle d'une chambre cubique $1(m^3)$.

2.Objectif de l'étude

L'objectif du modèle mathématique était de prédire le débit d'air à travers la cheminée solaire avec un observateur incliné. Pour prédire les performances de la cheminée solaire, une étude du transfert de chaleur par convection naturelle a été réalisée.

Les principaux paramètres de cette étude sont : la température de l'absorbeur et de la surface du verre, la température de l'entrée et de la sortie d'air, la température ambiante, la vitesse d'écoulement, la zone d'ouverture d'entrée et de sortie.

L'écriture d'équations de bilan énergétique pour la surface de l'absorbeur, la surface en verre et la colonne d'air et leur résolution pour T_g , T_w et T_f pour calculer le débit d'air ont cherché une solution mathématique.

Les hypothèses suivantes ont été prises dans ce chapitre :

- 1 On a supposé que des conditions d'état stables sont existées dans l'ensemble du système
- 2 Tous les processus de transfert d'énergie à travers le couvercle en verre, la plaque absorbante et le canal d'air étaient de nature unidimensionnelle
- 3 L'écoulement dans le canal d'air était laminaire. (vitesse U de fluide et la température T ne dépendent pas du temps)
- 4 L'absorbeur et le verre étaient toujours parallèles.

- 5 La température de l'air à l'entrée du canal d'écoulement était égale à la température ambiante.
- 6 En raison du très faible ordre de vitesse d'écoulement, les pertes par frottement ont été négligées
- 7 Toutes les propriétés thermo-physiques ont été évaluées à une température moyenne.

Compte tenu des hypothèses ci-dessus, des équations de bilan énergétique pour trois parties de la cheminée solaire, à savoir le couvercle en verre, le canal d'écoulement et la plaque d'absorbeur, ont été écrites comme suggéré par Hirunlabh et al. [23] et Ong et Chow. [24].

3. Développement de l'équation de bilan énergétique pour le verre, l'air et l'absorbeur

3.1. Bilans appliqués sur le vitrage

L'équation du bilan s'écrit comme suit :

[Rayonnement solaire incident] + [gain de chaleur radiatif par le vitre de la paroi de l'absorbeur]
= [perte de chaleur par convection dans l'air dans le canal d'écoulement] + [coefficient global de perte de chaleur du verre à la température ambiante]

Mathématiquement, il s'exprimer comme :

$$[S_1 A_g] + [h_{rwg} A_w (T_w - T_g)] = [h_g A_g (T_g + T_f)] + [U_t A_g (T_g - T_a)]$$

Après réarrangement on obtient :

$$(h_g A_g + h_{rwg} A_w + U_t A_g) T_g + h_g A_g T_f + h_{rwg} A_w T_w = S_1 A_g + U_t A_g T_a \quad (4)$$

Dans l'équation ci-dessus, la surface du verre et du mur (A_g , A_w) peut être mesurée directement, U_t , S_1 , h_g et h_{rwg} peuvent être calculés comme indiqué ci-dessous, en laissant T_g , T_w et T_f à déterminer.

$$U_t = h_{win} + h_{rs} + h_c \quad (5)$$

Où, U_t est le coefficient global de perte de chaleur du couvercle en verre à la température ambiante, en raison de l'effet combiné de la convection par le vent, du transfert de chaleur radiatif du couvercle en verre au ciel et de la conduction à travers le verre.

h_{win} est le coefficient de transfert de chaleur par convection dû au vent comme suggéré par Duffie et Beckmann [25]

$$h_{win} = 2.8 + 3.0 V \quad (6)$$

V était la vitesse de vent.

h_{rs} est le coefficient de transfert de chaleur radiatif de la surface extérieure du verre vers le ciel par rapport à la température ambiante a été obtenu à partir de :

$$h_{rs} = \frac{\sigma \varepsilon_g (T_g + T_s)(T_g^2 + T_s^2)(T_g - T_s)}{(T_g - T_a)} \quad (7)$$

Où, la température du ciel :

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5}$$

Le coefficient de transfert de chaleur conductrice :

$$\sigma \varepsilon_g = 5.91 \text{ W/m}^2\text{k}$$

Le rayonnement solaire absorbé par le couvercle en verre est :

$$S_1 = \alpha_1 H$$

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre l'absorbeur et le couvercle en verre a été obtenu à partir de :

$$h_{rwg} = \frac{\sigma (T_g^2 + T_w^2)(T_g + T_w)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1\right)} \quad (8)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection (h_g) entre le couvercle en verre et l'air dans le canal d'écoulement :

$$h_g = \frac{Nu K_f}{L_g} \quad (9)$$

Où, le nombre du Nusselt était s'écrit :

$$Nu = 0.60 (Gr \cos \theta Pr)^{0.2} \quad (10)$$

Le nombre de Grashof était s'écrit :

$$Gr = g \beta S_1 (L_g)^4 / K_f \nu^2 \quad (11)$$

3.2. Bilans appliqués sur l'air

Le bilan énergétique de l'air entre la vitre et l'absorbeur s'écrit comme suit :

[Convection de l'absorbeur] + [convection de verre] = [gain de chaleur utile par l'air]

Mathématiquement, elle s'exprime comme :

$$[h_w A_w (T_w - T_f)] + [(h_g A_g (T_g - T_f))] = [q''] \quad (12)$$

Pour une courte longueur de mur / absorbeur (L), le gain de chaleur utile par air peut être calculé par l'équation suivante, en supposant que la température du verre (T_g) et du mur (T_w) est constante sur toute la surface

$$q'' = m C_{f1} (T_{fo} - T_{fi}) \quad (13)$$

Où :

$$T_f = \gamma T_{fo} + (1 - \gamma) T_{fi} \quad (14)$$

Dans l'équation ci-dessus, la valeur de γ (coefficient d'approximation de la température moyenne) a été prise à 0,74, comme suggéré par Ong et Chow [24].

De plus, comme supposé précédemment, T_{fi} a été pris égal à la température ambiante (T_r). Par conséquent, l'équation de la chaleur utile transférée au flux d'air en mouvement peut être réécrite en termes de températures moyennes et d'entrée d'air comme indiqué ci-dessous :

$$q'' = \frac{m C_{f1} (T_f - T_r)}{\gamma} \quad (15)$$

En substituant l'éq. (15) dans l'éq. (12), on trouve :

$$h_g A_g T_g - \left(\frac{h_g A_g + h_w A_w + m C_{f1}}{\gamma} \right) T_f + h_w A_w T_w = - \left(\frac{m C_{f1}}{\gamma} \right) T_r \quad (16)$$

Dans l'équation ci-dessus, C_{f1} et γ sont constants, A_g et A_w, peuvent être mesurés directement, m, h_g est déjà calculé et h_w peuvent être calculés comme indiqué ci-dessous, pour déterminer T_g, T_w et T_f.

$$m = \frac{C_d \rho_{f1} A_0}{\sqrt{1 + A_r^2}} \sqrt{\frac{2 g L \sin \theta (T_f - T_r)}{T_r}} \quad (17)$$

h_w le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la paroi inclinée de l'absorbeur et le canal d'écoulement d'air peut être donné par

$$h_w = \frac{Nu_1 K_f}{L_w} \quad (18)$$

Où, le nombre de Nusselt est :

$$Nu_1 = 0.60 (Gr_1 \cos \theta Pr_1)^{0.2} \quad (19)$$

Le nombre de Grashof est :

$$Gr = g\beta S_l (L_g)^4 / K_f \nu^2 \quad (20)$$

3.3. Bilan appliqué sur l'absorbeur

Le bilan énergétique de l'absorbeur s'écrit comme suit :

[Rayonnement solaire] = [convection de l'air dans le canal d'écoulement] + [rayonnement à ondes longues vers le verre] + [conduction vers la pièce principale]

Mathématiquement, il s'exprime comme :

$$[S_2 A_w] = [h_w A_w (T_w - T_f)] + [h_{rwg} A_w (T_w - T_g)] + [U_b A_w (T_w - T_r)] \quad (21)$$

Après réarrangement on obtient :

$$- h_{rwg} A_w T_g - h_w A_w T_f + (h_w A_w + h_{rwg} A_w + U_b A_w) T_w = S_2 A_w + U_b A_w T_r \quad (22)$$

Dans l'équation ci-dessus, A_g et A_w , peut être mesuré directement, h_{rwg} , h_w , U_b et S_2 peuvent être calculés comme indiqué dans l'annexe C pour déterminer T_g , T_w et T_f .

$$h_w^{11} = \frac{Nu^{11} K_f^1}{L_w} \quad (23)$$

où, le nombre de Nusselt est :

$$Nu_{11} = 0.60 (Gr_{11} \cos \theta Pr_1)^{0.2} \quad (24)$$

Le nombre de Grashof est :

$$Gr_{11} = g\beta_1 S_2 (L_g)^4 / K_{fl} v^2_{fl} \quad (25)$$

Le coefficient de transfert thermique global de l'arrière de la paroi inclinée (avec absorbeur) à la pièce a été pris comme suit :

$$U_b = \frac{1}{(1/h_1 + \Delta w/K)} \quad (26)$$

En ignorant h_1 (car il est très petit), l'équation ci-dessus a été écrite sous forme simplifiée comme indiqué ci-dessous sans avoir d'effet significatif sur le calcul :

$$U_b = \frac{K_{ins}}{\Delta w} \quad (27)$$

Le rayonnement solaire absorbé par la plaque absorbante est :

$$S_2 = \alpha_2 \tau H$$

4. Refroidissement de l'air par évaporation

Le refroidissement par évaporation d'eau permet d'améliorer les performances thermiques de l'air en diminuant leur température. Cette diminution de température est obtenue par la pulvérisation de l'eau à l'entrée de l'air (la fenêtre).

C'est pour cela, une technique de refroidissement de l'air est appliquée en intégrant un évaporateur à l'entrée de la fenêtre de la chambre, qui permet à l'air d'abaisser sa température en contact direct avec les gouttelettes d'eau pulvérisées.

4.1. Hypothèses simplificatrices

En raison de simplifier les calculs, nous introduisons les hypothèses suivantes :

a- L'air humide est considéré comme un mélange des gaz parfait,

b- la loi de Dalton est appliquée qui considère que la pression, énergie interne, enthalpie et entropie du mélange des gaz à une température T et pression P sont respectivement la somme de la pression partielle, énergie interne partielle, enthalpie partielle et entropie partielle des gaz constituants.

c- Durant son passage à travers l'eau pulvérisée, l'air est humidifié jusqu'à ce que la pression partielle de la vapeur d'eau devienne égale à la pression de vapeur d'eau saturante à la

température du liquide. Cette humidification de l'air est accompagnée par une variation de température d'air qui sera calculée [26].

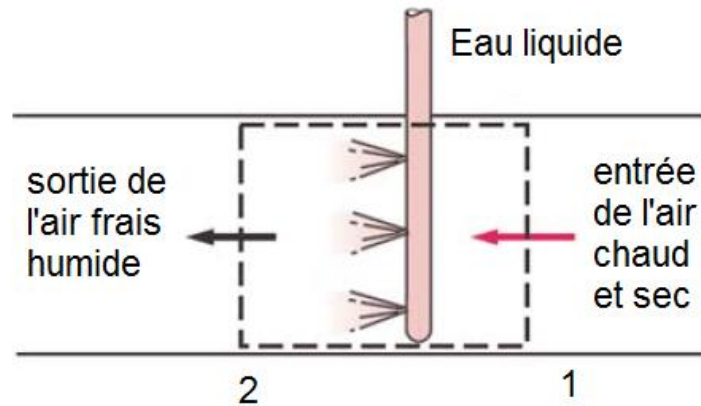


Figure. III 1. Schéma descriptif du refroidissement de l'air par évaporation [27].

4.2. Conservation de la masse

Conservation de la masse de l'air sec :

$$\dot{m}_{as}^1 - \dot{m}_{as}^2 = 0 \tag{28}$$

La conservation de la masse de l'eau pulvérisée peut être écrite comme suit :

$$\dot{m}_{as}^1 \omega_1 + \dot{m}_{liq} - \dot{m}_{as}^2 \omega_{sat}^h = 0 \tag{29}$$

Nous pouvons introduire $\delta\omega$, où $\delta\omega = \omega_{sat}^h - \omega_1$ ce qui permet d'écrire le débit massique du liquide comme suit :

$$\dot{m}_{liq} = \dot{m}_{as}^1 \delta\omega \tag{30}$$

4.3. Conservation de l'énergie

En appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert en régime stationnaire, on peut écrire :

$$0 = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} \left(h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right)_{e,s} \tag{31}$$

En négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle, donc l'équation (31) devient :

$$0 = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (h)_{e,s} \tag{32}$$

Considérant que le système n'échange ni chaleur ni travail mécanique avec l'extérieur, l'équation (32) peut être simplifiée comme suit :

$$0 = \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (h)_{e,s} \quad (33)$$

La conservation de l'énergie se réduit à une conservation d'enthalpie. Les flux d'enthalpie sont constitués en entrée : du flux d'enthalpie de l'air entrant et du flux d'enthalpie de l'eau liquide et en sortie uniquement du flux d'enthalpie de l'air sortant.

$$\dot{m}_{1as} = \dot{m}_{2as} \quad (34)$$

D'après les équations précédentes :

$$\dot{m}_{1as} [(Cp_{as} + \omega_1 Cp_v) T_1 + \omega_1 L] + \dot{m}_{1as} \Delta \omega Cp_{liq} T_1 - \dot{m}_{1as} [(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v) T_h + \omega_{sat}^h L] = 0 \quad (35)$$

Où, T_h est la température humide de l'air humide. On sait que $\dot{m}_{1as} = \dot{m}_{2as}$, nous pouvons diviser l'équation (37) par \dot{m}_{1as}

$$(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v) T_h = (Cp_{as} + \omega_1 Cp_v + \delta \omega Cp_{liq}) T_1 + (\omega_1 - \omega_{sat}^h) L \quad (36)$$

Mais $(\omega_1 + \omega_{sat}^h) = -\delta \omega$

$$(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v) T_h = [Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v + \delta \omega (Cp_{liq} - Cp_v)] T_1 - \delta \omega L \quad (37)$$

La température humide T_h peut être exprimée comme suit:

$$T_h = \frac{[Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v + \delta \omega (Cp_{liq} - Cp_v)] T_1 - \delta \omega L}{(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)} \quad (38)$$

Donc :

$$T_h = T_1 + \frac{\delta \omega [(Cp_{liq} + Cp_v) T_1 - L]}{(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)} \quad (39)$$

Généralement, la chaleur latente L domine le terme $(Cp_{liq} + Cp_v) T$, donc on peut simplifier l'équation (39) à :

$$T_h \approx T_1 - \frac{L(\omega_{sat}^h + \omega)}{(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)} \quad (40)$$

5. Calcul de la masse d'air dans la cheminée :

Après réarrangement des équations du bilan thermique en trois parties, c'est-à-dire le verre, l'air et l'absorbeur, les équations simultanées suivantes ont été obtenues :

$$(h_g A_g + h_{rwg} A_w + U_t A_g) T_g + h_g A_g T_f + h_{rwg} A_w T_w = S_l A_g + U_t A_g T_a \quad (4)$$

$$h_g A_g T_g - \left(\frac{h_g A_g + h_w A_w + m C_{f1}}{\gamma} \right) T_f + h_w A_w T_w = - \left(\frac{m C_{f1}}{\gamma} \right) T_r \quad (16)$$

$$- h_{rwg} A_w T_g - h_w A_w T_f + (h_w A_w + h_{rwg} A_w + U_b A_w) T_w = S_2 A_w + U_b A_w T_r \quad (22)$$

Ces équations simultanées ont été résolues pour T_g , T_w et T_f par la méthode des déterminants, et le débit massique dans la cheminée pour une pièce avec deux ouvertures et une température ambiante uniforme a été déterminée comme :

$$m = C_d \rho_{f1} A_0 \sqrt{\frac{2g L_S \sin \theta (T_f - T_r)}{(1 + A_r^2) T_r}} \quad (41)$$

Où, $A_r = A_o/A_i$, A_o et A_i étaient des zones de sortie et d'entrée, respectivement.

La valeur du coefficient de décharge « C_d » a été prise égale à 0,57 comme suggéré par [28].

($L \sin \theta$) représente le terme hauteur de la pile (où l'effet de ce terme se coordonne avec l'inclinaison de l'absorbeur)

La vitesse de l'air dans le canal d'écoulement qui est finalement utilisée pour calculer le débit massique à travers la cheminée peut être calculée par le débit massique en utilisant l'équation suivante :

$$v_0 = \frac{m}{\rho_{f1} A_0} \quad (42)$$

Tableau. III. 1. Les formules utilisées pour trouver le transfert de chaleur par convection entre la surface du verre et l'air, et entre la paroi de l'absorbeur et l'air dans le canal d'écoulement.[13]

Description	la surface du verre et l'air	l'absorbeur et l'air
1- température moyenne	$T_m = (T_g + T_f)/2$	$T_{m1} = (T_g + T_f)/2$
2 - Coefficient de dilatation volumétrique	$\beta = 1/T_m$	$B_1 = 1/T_{m1}$
3- viscosité dynamique de l'air	$\mu_f = [1.846 + 0.00472(T_m - 300)] 10^5$	$\mu_{f1} = [1.846 + 0.00472 (T_{m1} - 300)] 10^5$
4-densité de l'air	$\rho_f = [1.1614 - 0.00353(T_m - 300)]$	$\rho_{f1} = [1.1614 - 0.00353 (T_{m1} - 300)]$
5-conductivité de l'air	$K_f = [0.0263 + 0.000074(T_m - 300)]$	$K_{f1} = [0.0263 + 0.000074(T_{m1} - 300)]$
6-capacité spécifique de l'air	$C_f = [1.007 + 0.00004(T_m - 300)] 10^3$	$C_{f1} = [1.007 + 0.00004(T_{m1} - 300)] 10^3$
7-nombre de Prandtl	$Pr = \mu_f C_f / K_f$	$Pr_1 = \mu_{f1} C_{f1} / K_{f1}$
8- viscosité cinématique	$\nu_f = \mu_f / \rho_f$	$\nu_{f1} = \mu_{f1} / \rho_{f1}$
9- hauteur de la pile, 'Ls', de la cheminée	$L_s = L \sin \theta$	$L_s = L \sin \theta$

Un programme informatique a été écrit pour l'étude de simulation de la cheminée solaire à différents angles d'inclinaison, l'intensité du rayonnement solaire, l'inclinaison de la surface avec l'horizontale étaient des intrants importants pour ce programme car ils régissaient conjointement l'intensité du rayonnement normal sur une surface inclinée.

Les effets de la latitude, de l'angle horaire, de l'angle de déclinaison et du coefficient du ciel ont été pris en compte lors du calcul du rayonnement solaire théorique tombant sur la surface inclinée comme suggéré par Duffie et Beckmann [25]. Le modèle et le programme

théoriques développés peuvent être utilisés pour estimer le débit massique à travers la cheminée solaire pour différentes combinaisons de ses caractéristiques géométriques, de ses emplacements et de son temps

6. Analyse de la cheminée solaire

Pour l'analyse des performances d'une cheminée solaire avec absorbeur incliné, les conditions suivantes ont été utilisées :

- (1) La longueur de l'absorbeur a été choisie comme 1 m pour quatre inclinaisons différentes à l'horizontale : 0° , 30° , 45° , 60° . La cheminée était orientée vers le sud à un emplacement ayant une latitude de 31.95° N sur le globe.
- (2) L'analyse a été effectuée pour Cinq combinaisons de paramètres.
- (3) La largeur de la cheminée a été maintenue à 1 m pour toutes les combinaisons, et la hauteur d'ouverture à l'entrée et à la sortie du canal d'air a été maintenue à 0,3 m.
pour des inclinaisons de 30° , 45° , 60° ,
Une isolation thermocole (EPS) de 7,5 cm, correspondant à une conductivité thermique de $0,037 \text{ W / m K}$ a été supposée à l'arrière de l'absorbeur, l'épaisseur et la conductivité thermique du couvercle en verre ont été prises respectivement à 4 mm et $5,91 \text{ W / m}^2\text{K}$
- (4) L'absorption de la surface en aluminium peint en noir a été prise comme 0,9 et la transmission du verre comme 0,85 dans tous les calculs.

7. montage expérimentale

Pour vérifier les résultats de la solution théorique, une configuration expérimentale a été préparée comme le montre la figure 14.1, une chambre cubique en bois d'une taille de 1 m 1 m 1 m a été réalisée. La partie supérieure de cette chambre était équipée de la cheminée solaire inclinée à un angle de 45° . La partie cheminée était constituée d'une feuille d'aluminium de 1 mm d'épaisseur servant d'absorbeur de rayonnement solaire pour l'installation.

La feuille d'aluminium a été peinte avec de la peinture noire ordinaire. La feuille absorbante a été recouverte d'un couvercle en verre de 4 mm d'épaisseur, gardant un entrefer de 0,35 m. L'entrée de la cheminée a également été maintenue à 0,35 m 1,0 m couvrant toute la largeur de la chambre de base. La sortie de la cheminée a été maintenue égale à l'entrée, expirant l'air chaud dans l'atmosphère. Tous les côtés exposés de la chambre de base ont été

isolés en utilisant des feuilles de thermocollé (EPS) de 2,5 cm d'épaisseur, pour réduire le transfert de chaleur avec la température ambiante.

De même, une isolation de 5 cm a été fournie à l'arrière de l'absorbeur pour la prévention de la perte de chaleur.

La chambre de base était pourvue d'une ouverture de 0,35 m 1 m sur un côté vertical comme le montre la figure 1 pour l'aspiration de l'air de l'atmosphère.

Des thermocouples de type K avec une précision de température jusqu'à 0,1 8C ont été utilisés pour mesurer la température en différents points. Ces points étaient situés sur la surface de l'absorbeur, la surface intérieure du vitrage, la surface extérieure du vitrage, le canal d'écoulement, la chambre de base et l'ambiance. De même, la vitesse de l'air a été mesurée à l'aide d'un anémomètre à fil chaud ayant une précision de 0,01 m / s. L'anémomètre a été placé à 15 cm à l'intérieur de la sortie du canal d'écoulement, au centre de la section transversale.

On a supposé que la vitesse moyenne du courant, ainsi que la section transversale et le coefficient de décharge donnent le débit volumique net à travers le canal. Le rayonnement solaire a été mesuré par un Solari mètre ayant au moins 15 W / m² et une précision de $\pm 1\%$ de sa lecture. Le Solari mètre était orienté parallèlement au plan de l'absorbeur, donc les valeurs de rayonnement solaire mentionnées dans cet article indiquent un rayonnement sur un absorbeur orienté sud à 45 °.

Malheureusement, avec les conditions embarrassante causées par le Coronavirus dans le monde, nous n'avons pu accomplir que 50% du travail, comme le montrent les figures 14.2 et 14.3. Par conséquent, nous n'avons pas pu mener l'étude expérimentale pour vérifier les résultats obtenus lors de l'étude théorique.

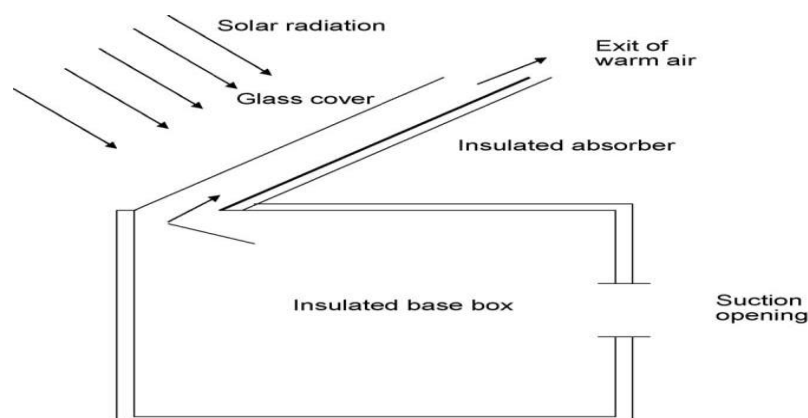


Figure. III 2. Schéma de prototype expérimental d'une cheminée solaire inclinée [13].



Figure. III 3. Image prise lors de la création du prototype expérimentale



Figure. III 4. Image représente 50 % de l'effectuation du prototype.

8. Conclusion

Dans ce chapitre on a écrit les bilans énergétiques se faisant pour l'étude théorique effectuée sur une cheminée solaire à toit inclinée pour prédire un bon débit pour la ventilation naturelle. Nous avons également expliqué la raison du manque d'achèvement du travail expérimentale, en incluant par des images réelles du pourcentage d'occupation sur le modèle.

Pour cela, le prochain chapitre ça sera consacré à la discussion de résultats obtenus lors de l'étude.

Chapitre IV :

Résultat et discussions

1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la discussion des résultats obtenus lors de notre étude théorique, afin d'analyser, valider et faire une comparaison entre les résultats obtenus lors de notre étude et les résultats expérimentaux de Mathur et al [13].

2. Résultats et discussions

Tableaux. IV. 1. Comparaison relative entre nos résultats théoriques et les résultats obtenus dans l'article de Mathur et al

	Température ambiante (K) ----- Rayonnement (W/m ²)	Température de glass (K)	Erreur relative %	Température du fluide (K)	Erreur relative %	Température de l'absorbeur (K)	Erreur relative %	Vitesse de l'air à la sortie (m/s)	Erreur relative %
Résultats théoriques	299.2	308.61	1.81	304.36	0.83	360.42	9.53	0.1520	12.64
Expérimental de Mathur et al	500	314.3		306.93		329.04		0.1740	
Résultats théoriques	302.6	312.03	1.67	306.09	0.92	371.76	6.71	0.1613	12.33
Expérimental de Mathur et al	550	317.36		308.95		340.65		0.1840	
Résultats théoriques	306.0	320.59	1.66	310.99	0.39	381.22	10.09	0.1668	14.37
Expérimental de Mathur et al	600	326.02		312.22		346.28		0.1948	
Résultats théoriques	310.3	327.26	0.88	315.03	0.56	385.49	8.69	0.1705	13.84
Expérimental de Mathur et al	650	330.18		316.82		354.66		0.1979	
Résultats théoriques	312.2	328.81	1.40	318.04	0.32	389.62	8.68	0.1788	16.13
Expérimental de Mathur et al	700	333.51		319.07		358.49		0.2132	
Résultats théoriques	313.0	330.71	1.95	318.77	0.61	400.12	10.72	0.1810	17.76
Expérimental de Mathur et al	750	337.29		320.75		361.38		0.2201	

Le tableau IV.2 illustre une comparaison relative entre notre résultats théorique et les résultats obtenus dans l'article de Mathur et all.

L'erreur relative obtenu dans la température de vitre lors de changement dans le rayonnement et la température ambiante est varié de 1.81 % à 0.61 %, et dans la température de fluide (l'air circulant dans le canal) varié de 9.53 % à 10.72 %, ainsi que de l'absorbeur varié de 36,04% à 40,01% et aussi de la vitesse de l'air se varié de 12.64 % à 17.76%.

Les figures IV.1, IV.2 et IV.3 présentent la variation de température au sine de vitre, la température de l'air qui circule dans le canal de la cheminée et la température de l'absorbeur le long de panneau solaire pour des températures ambiantes déférentes ($T=313$ k, $T=318$ k, $T=323$ k, $T=328$ k).

D'après les figures IV.4, IV.5 et IV.6 en à voir que la température augmente proportionnellement au cours de la longueur de panneau à chaque fois la température ambiante s'élève, par conséquence, on a constaté que la température de chaque élément (vitre, air circulant et l'absorbeur) capté dans le cas $T=323$ k plus élevée que les autres cas ($T=313$ k, $T=318$ k et $T=323$ k).

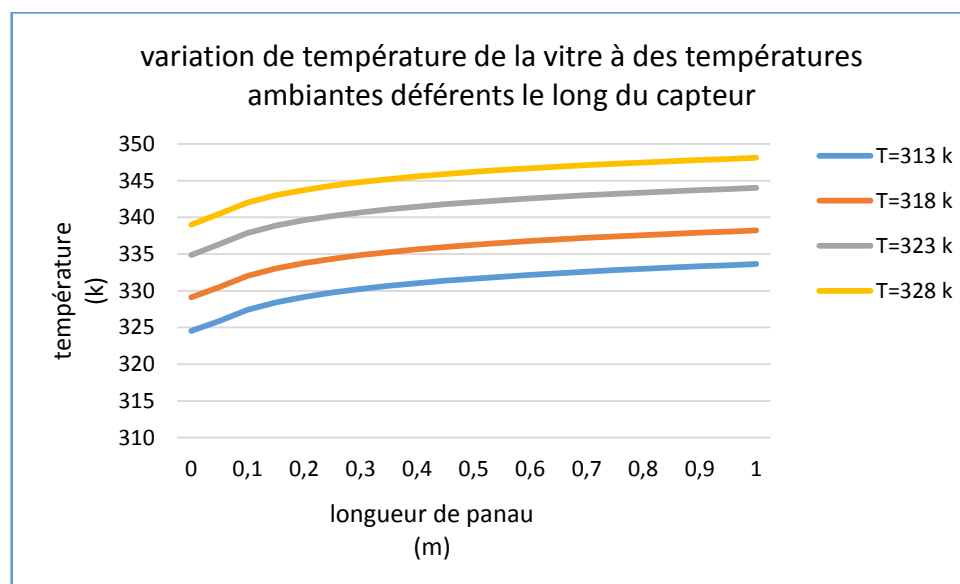


Figure. IV. 7. Variation de température de la vitre le long de capteur lors de variation de température ambiante.

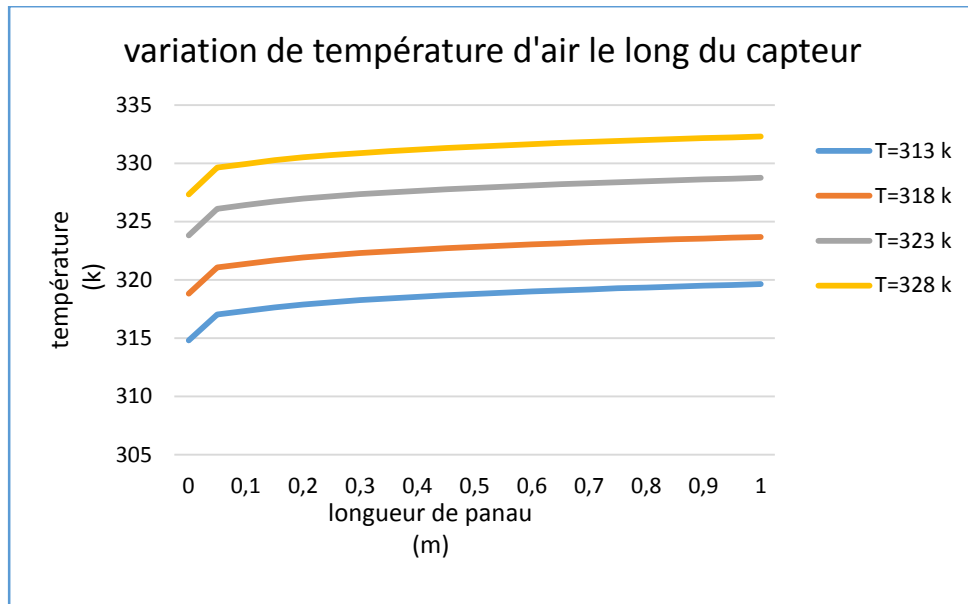


Figure. IV. 8. Variation de température de l'air de canal le long de capteur lors de variation de température ambiante.

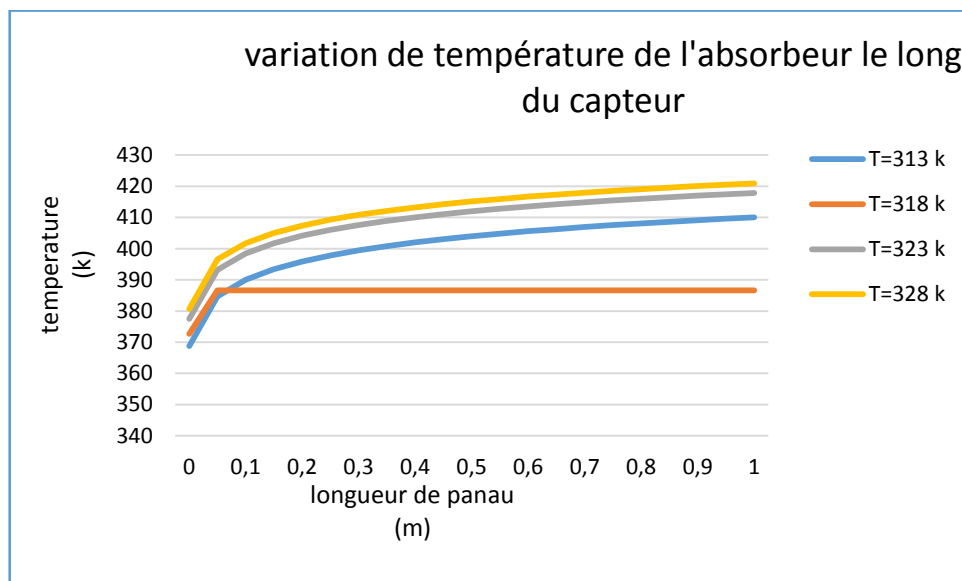


Figure. IV. 9. Variation de température de l'absorbeur le long de capteur lors de variation de température ambiante.

La figure IV.10 illustre la variation de débit massique de l'air du canal pour différentes inclinaisons le long du capteur ($\theta=0^\circ$, $\theta=30^\circ$, $\theta=45^\circ$ et $\theta=60^\circ$).

Dans la figure IV.11 en remarque l'augmentation de débit massique le long du capteur dans toutes les inclinaisons sauf l'inclinaison 0 (le débit est nul). Mais, vu que l'inclinaison 45 est concerné à latitude de la région de Ouargla, en la prendra comme une meilleure position afin d'obtenir un bon débit d'air

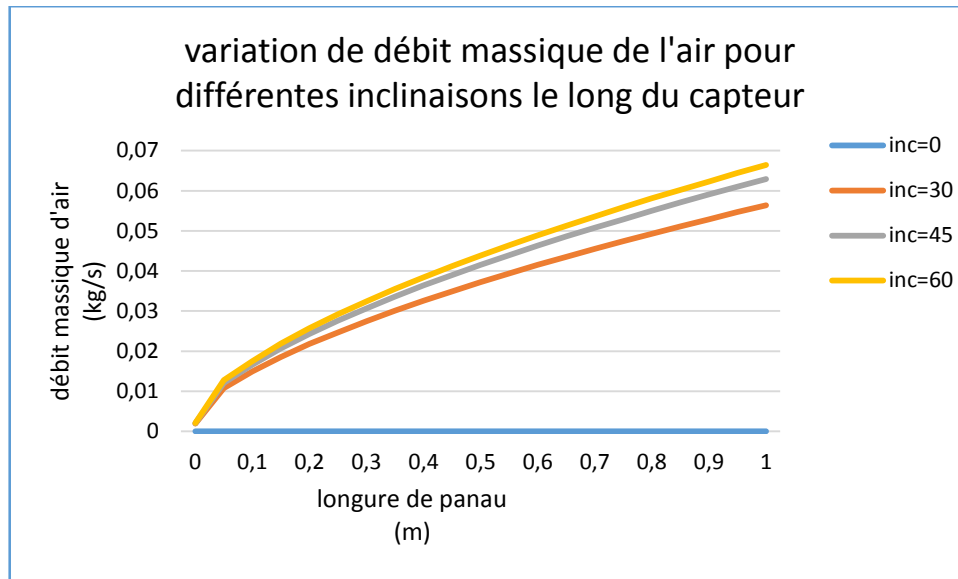


Figure. IV. 12. Influence de l'inclinaison de la cheminée sur le débit d'air massique

La figure IV.13 présente la Variation de température de l'air pour différentes inclinaisons le long du capteur ($\theta=30^\circ$, $\theta=45^\circ$, $\theta=60^\circ$).

Dans cette validation, On note que la performance de l'air dans le canal pendant tous les cas ($\theta=30^\circ$, $\theta=45^\circ$, $\theta=60^\circ$), augmente de façon similaire, mais avec des valeurs différentes, où, on trouve que dans l'inclinaison 30 la performance est mieux que dans les inclinaisons 45 et 60, il atteint le bout de la cheminée avec un débit d'air de 319,3004 [kg/s].

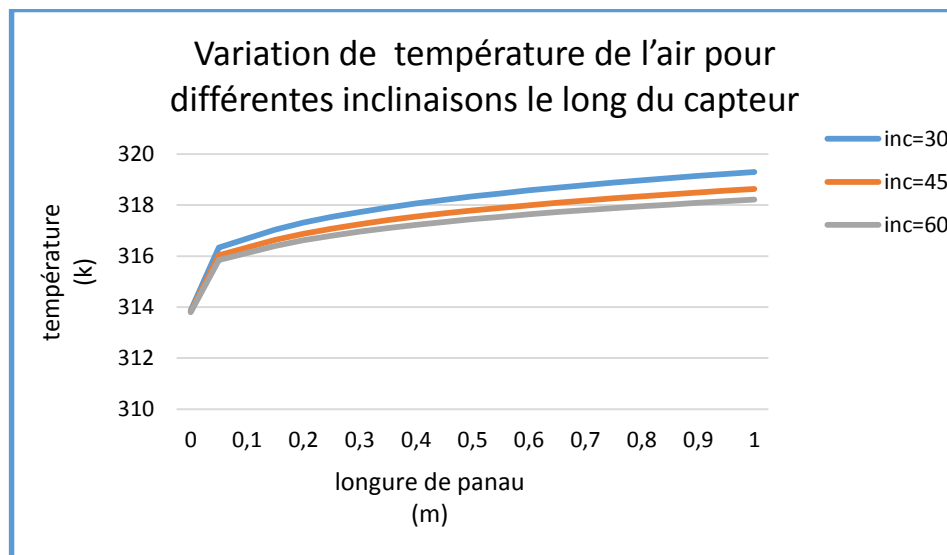


Figure. IV. 14. Influence de l'inclinaison de la cheminée sur la température de l'air circulant dans le canal de la cheminée.

La figure IV. 15 présente la variation de la température dans l'entrée et la sortie de tube, ainsi que dans la sortie de l'évaporateur et la variation de l'humidité relative.

On remarque que la température de l'air à l'entrée du tube augmente (de 29 C° à 30 C°) avec le passage du temps (09 :45-14 :45) en raison de l'augmentation de la lumière du soleil, puis lorsque l'air pénètre dans l'évaporateur, la température diminue pour atteindre (25 C°) et lorsque en ajoutant l'eau pulvérisé à l'air, leur température atteindrent 10 C° à la sortie de l'évaporateur en parallèle par celui-ci diminution de l'humidité relative.

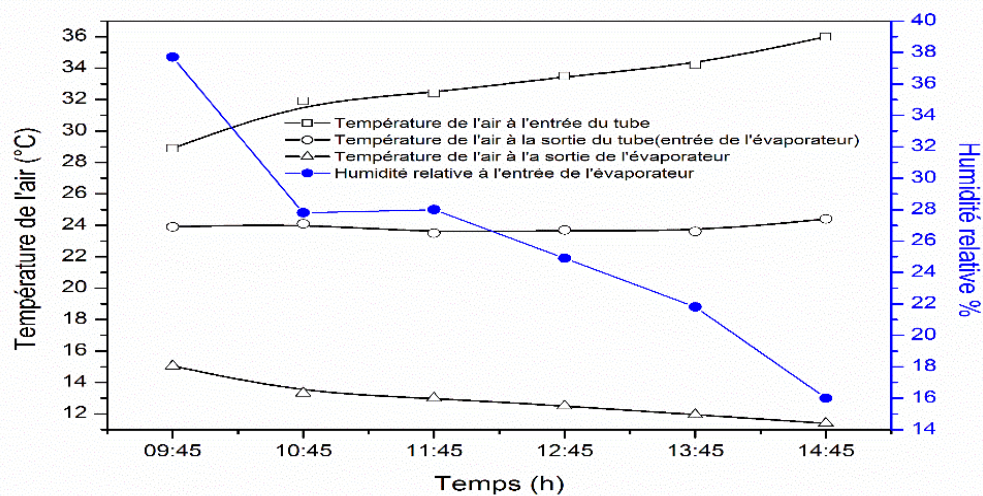


Figure. IV. 16. Illustre la variation de la température de l'air et l'humidité relative en fonction de temps dans l'évaporateur.

Conclusion

En a terminé le travail avec ce dernier chapitre, cela, contient des analyses et des discussions sur les résultats obtenus pour atteindre une ventilation naturelle validée, en les comparants à ceux même d'une étude en INDE.

En proposant d'ajouter la pulvérisation d'eau dans le système étudié afin de ventiler et refroidir l'air de la pièce qui en l'applique sur elle l'étude.

Conclusion générale

Conclusion générale

Ce mémoire présente une contribution à l'étude du phénomène de transfert thermique dans les cheminées solaire inclinées. L'objectif principal de ce travail est d'adapter la propriété thermique (profil de température) dans les pièces de la cheminée et notamment le débit d'air.

Dans le premier chapitre, nous avons présenté une vue générale comme un entrée dans la thermodynamique et le transfert de chaleur, en basant notamment sur les techniques de refroidissement et de ventilation et leur principe de fonctionnement

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté une revue bibliographique des travaux expérimentaux réalisés dans la littérature dans le domaine de production de froid à partir du soleil. A travers cette étude, il a été montré que le problème majeur de ces systèmes est que leur rendement est plus faible par rapport aux systèmes passifs.

Dans le troisième chapitre, on a modélisé mathématiquement le système par les bilans énergétiques de la cheminée solaire inclinée, afin, d'obtenir le profil de température et notamment le débit d'air, une simulation par le logiciels MATLAB est réalisée dans ce chapitre.

Dans le quatrième chapitre, on a analysé les résultats obtenus d'après les combinaisons de quelques paramètres, où, on trouve dans la premier combinaison que les températures de la vitre, l'écoulement d'air et de l'absorbeur sont augmenté proportionnellement avec la température ambiant, ainsi que dans la deuxième combinaison, nous avons conclu que le débit massique dans l'inclinaison 60 est mieux que les inclinaisons 30 et 45 le long du capteur, et dans la troisième combinaison, en trouve que la variation de température de l'air ça sera mieux avec un inclinaison de panneau $\theta=30^\circ$. Et en trouve quand en a ajouté la pulvérisation d'eau a l'air à l'entrée de l'évaporateur s'abaissait la température de l'air jusqu'à 10 C°, c'est qu'améliore le confort thermique.

En fin, nous avons faire une validation relative entre notre résultats théorique et l'expérimentale de Mathur et all, nous retrouvions que les erreurs relatives obtenus dans les combinaisons qu'en a fait sont variés de 1.81 % à 17.76 %.

Références

Bibliographies

Références bibliographies

References bibliographies

1. Szokolay, S., *Introduction to Architectural Science: The Basis of Sustainable Design* Elsevier, 2004, Architectural Press. Great Britain.
2. Giovannini, A. and B. Bédard, *Transfert de chaleur* 2012: Cépaduès.
3. Jedidi, M. and O. Benjeddou, *La thermique du bâtiment: Du confort thermique au choix des équipements de chauffage et de clim* 2016: Dunod.
4. Kreith, F. and W.Z. Black, *Basic heat transfer* 1980: Harper & Row New York.
5. H.khalissa, *comportement thermique des batiments*
6. Agrawal, P., *Review of passive systems and passive strategies for natural heating and cooling of buildings in Libya*. International Journal of Energy Research, 1992. **16**(2): p. 101-117.
7. Rouag, A., *Contribution à l'étude du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur des machines frigorifiques à adsorption*, 2017, Université Mohamed Khider-Biskra.
8. Rona, N., *Solar air-conditioning systems*. Göteborg: Chalmers University of Technology, 2004: p. 1.
9. Jafari, A. and A.H. Poshtiri, *Passive solar cooling of single-storey buildings by an adsorption chiller system combined with a solar chimney*. Journal of cleaner production, 2017. **141**: p. 662-682.
10. Belloufi, Y., et al., *Etude Théorique et Expérimentale du Rafrâichissement de l'Air par un Echangeur Géothermique Air/Sol'*. LARHYSS Journal, 2016. **25**: p. 121-137.
11. Macquoy, B., *Natural ventilation based bioclimatic redevelopment*. 2014.
12. Labed, A., et al., *Applicability of solar desiccant cooling systems in Algerian Sahara: Experimental investigation of flat plate collectors*. Journal of Applied Engineering Science & Technology, 2015. **1**(2): p. 61-69.
13. Mathur, J. and S. Mathur, *Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation*. Energy and Buildings, 2006. **38**(10): p. 1156-1163.
14. Gan, G., *A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings*. Energy and Buildings, 1998. **27**(1): p. 37-44.
15. Barozzi, G.S., et al., *Physical and numerical modelling of a solar chimney-based ventilation system for buildings*. Building and environment, 1992. **27**(4): p. 433-445.
16. Bansal, N., R. Mathur, and M. Bhandari, *Solar chimney for enhanced stack ventilation*. Building and environment, 1993. **28**(3): p. 373-377.
17. AboulNaga, M. and S. Abdrabboh, *Improving night ventilation into low-rise buildings in hot-arid climates exploring a combined wall-roof solar chimney*. Renewable Energy, 2000. **19**(1-2): p. 47-54.
18. Chen, Z.D., et al., *An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux*. Building and environment, 2003. **38**(7): p. 893-906.
19. Ong, K., *Thermal performance of solar air heaters—Experimental correlation*. Solar Energy, 1995. **55**(3): p. 209-220.
20. Sopian, K., et al., *Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous-nonporous media*. Renewable Energy, 2009. **34**(3): p. 640-645.
21. Koyuncu, T., *Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications*. Renewable Energy, 2006. **31**(7): p. 1073-1088.
22. Younsi, Z., et al. *ÉTUDE EXPÉRIMENTALE D'UN MUR TROMBE-COMPOSITE À ÉCHELLE RÉDUITE INTÉGRANT DES MATERIAUX À CHANGEMENT DE*

Références bibliographiques

- PHASE*. in *IX ème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes*, Lille. 2009.
23. Hirunlabh, J., et al., *Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate*. *Renewable Energy*, 1999. **18**(1): p. 109-119.
 24. Ong, K. and C. Chow, *Performance of a solar chimney*. *Solar Energy*, 2003. **74**(1): p. 1-17.
 25. Duffie, J.A. and W. Beckmann, *Solar Engineering of Thermal Processes, chapter 1–3*, 1980, Wiley-Interscience Publication, New York, NY, USA.
 26. Yeh, H.-M., C.-D. Ho, and C.-Y. Lin, *Effect of collector aspect ratio on the collector efficiency of upward type baffled solar air heaters*. *Energy Conversion and Management*, 2000. **41**(9): p. 971-981.
 27. El-Sebaili, A., et al., *Thermal performance investigation of double pass-finned plate solar air heater*. *Applied Energy*, 2011. **88**(5): p. 1727-1739.
 28. Andersen, K.T., *Theoretical considerations on natural ventilation by thermal buoyancy*, 1995, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

Résumé

Dans ce travail, on a étudié l'effet de l'inclinaison de la cheminée sur les performances thermiques du vitrage, l'air et l'absorbeur et notamment sur le débit d'air. Ainsi que l'effet de la variation des températures de l'air sur les performances de la cheminée, et aussi l'effet de l'évaporation d'eau sur la température de l'air. Les résultats montrent que l'inclinaison de 60° est une inclinaison optimale pour la région d'Ouargla afin d'obtenir un débit d'air élevé et une température ambiante de 323 K. L'évaporation d'eau permet de réduire la température de l'air. Mais avec les conditions causées par le coronavirus nous n'avons pas pu accomplir l'expérimentale (50% de travail).

Les mots clés : énergie renouvelable, évaporation d'eau, cheminée solaire, refroidissement de l'air

Abstract

In this work, we studied the effect of the inclination of the chimney on the thermal performance of the glazing, the air and the absorber and in particular on the airflow. As well as the effect of varying air temperatures on the performance of the chimney, and the effect of water evaporation on air temperature. The results show that the tilt of 60 ° is an optimal tilt for the Ouargla region in order to obtain a high airflow and an ambient temperature of 323 K. Evaporation of water helps reduce the air temperature. However, with the conditions caused by the coronavirus we were unable to complete the experiment (50% work).

Keywords: renewable energy, water evaporation, solar chimney, air cooling

ملخص

في هذا العمل، درسنا تأثير ميل المدخنة على الأداء الحراري للزجاج والهواء والممتص وخاصة على تدفق الهواء. وكذلك تأثير درجات حرارة الهواء المتفاوتة على أداء المدخنة، وكذلك تأثير تبخر الماء على درجة حرارة الهواء. أظهرت النتائج أن الميل 60 درجة هو ميل مثالي لمنطقة ورقلة من أجل الحصول على تدفق هواء مرتفع ودرجة حرارة محيطية تبلغ 323 كلفن. يساعد تبخر الماء في تقليل درجة حرارة الهواء. لكن مع الظروف التي تسبب فيها فيروس كورونا لم نتمكن من إكمال التجربة (50% عمل)

الكلمات المفتاحية : الطاقة المتجددة ، تبخر المياه ، المدخنة الشمسية ، تبريد الهواء.