

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique  
Département Génie Mécanique



## Mémoire de Magister

Spécialité : Génie Mécanique  
Option : Energétique

### Thème

# Analyse d'un Système à base de Cheminée Solaire pour la Ventilation des locaux d'habitation

Présenté par :  
**BELFEGAS BILLAL**  
Ingénieur en Génie Mécanique

*Devant le Jury composé de Messieurs:*

<i>Mourad HADDADI</i>	<i>Professeur, ENP</i>	<i>Président</i>
<i>Salah LARBI</i>	<i>Professeur, ENP</i>	<i>Rapporteur</i>
<i>Bouzid BENKOUSSAS</i>	<i>Maître de Conférences- A, ENP</i>	<i>Examineur</i>
<i>Mayouf BELHAMEL</i>	<i>Directeur de Recherche, CDER</i>	<i>Examineur</i>
<i>Amor BOUHDJAR</i>	<i>Directeur de Recherche, CDER</i>	<i>Examineur</i>

خلاصة: هذا العمل المقدم في هذه المذكرة مرتبط بتحليل نظام تهوية بنايات و المساكن بواسطة المداخن الشمسية. نريد دراسة الخصائص الطاقوية لهذه المداخن وفقا لمعطيات هندسية وبيئية مثل حجم وعرض مدخل المدخنة ، لمعرفة التأثيرات الهامة على تهوية الغرفة و حساب المردودية... الخ، اخترنا منطقة [أدرار] لكم المعطيات المتوفرة لدينا وكذلك اعتبارا لطاقته الطبيعية الهامة جدا مقارنة بمناطق أخرى من البلد . لقد استعملنا الطريقة العددية لتصور نموذج الدفق في الغرفة وكذلك في المدخنة وأن يتم مقارنتها مع النتائج التحليلية. قمنا بمقارنة هذه النتائج مع دراسات نظرية متوفرة لدينا. و كان هناك تطابق مقبول بين هذه النتائج التحليلية مع المعطيات و الطريقة العددية خاصة في ما يتعلق بنشر هواء الغرفة لكل ساعة [ACH] وسرعة الهواء عند مخرج المدخنة و كذلك الدفق. فضلا عن ذلك، لاحظنا أن عرض المدخنة له تأثير هام جدا على الخصائص الطاقوية مقارنة بحجم مدخل المدخنة.

الكلمات المفتاحية: المداخن الشمسية، الخصائص الطاقوية، الطريقة العددية ، التهوية الطبيعية ، خوارزمية .

**Résumé:** Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à l'analyse d'un système énergétique à base de cheminée solaire pour la ventilation passive des locaux d'habitation. Il consiste en l'étude des performances énergétiques de ces cheminées en fonction de certains paramètres géométriques et environnementaux, tels que la taille et la largeur d'admission de la cheminée. Le site d'Adrar est choisi compte tenu de son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions du pays et compte tenu de la disponibilité d'une banque de données sur la température et le rayonnement solaire annuels. Les résultats obtenus sont relatifs aux distributions de température sur le vitrage, au sein de l'écoulement d'air dans la cheminée et sur la paroi interne de la cheminée. Le taux horaire de renouvellement d'air (ACH), la vitesse de sortie d'air ainsi que son débit massique ont également été déterminés. Les résultats obtenus ont montré que la largeur de la cheminée solaire a un effet significatif sur les performances énergétiques du système comparativement à sa taille d'admission. La comparaison des résultats obtenus dans le cadre de cette étude à ceux de la littérature a montré qu'un bon accord est observé entre les différents résultats.

**Mots-Clés :** Cheminée solaire ; Performances énergétiques ; Ventilation passive; Simulation numérique.

**Summary:** The work presented in this study is related to an energy system analysis based on passive cooling system for dwellings. It consists to solar chimney energy performances determination versus geometrical and environmental considerations as the size and inlet width conditions of the chimney. Adrar site located in the southern region of Algeria is chosen for this study according to ambient temperature and solar irradiance technical data availability. Obtained results are related to the glazing temperature distributions, the chimney air flow and internal wall temperatures. The air room change per hour (ACH) parameter, the outlet air velocity and mass air flow rate are also determined. It is shown that the chimney width has a significant effect on energy performances compared to its entry size. A good agreement is observed between these results and those obtained by others from the literature.

**Keywords :** Solar chimney; Energy performances, Passive cooling; Numerical simulation.

## **Remerciement**

*Avant tout, je tiens à remercier mon dieu le tout puissant pour m'avoir donné le courage et l'énergie pour avoir pu mettre au point ce travail de Magister.*

*Je tiens à remercier vivement mon encadreur le Professeur Salah Larbi pour son suivi, ses orientations pratiques, ses précieux conseils ainsi que ses encouragements durant la réalisation de ce travail.*

*Je tiens à remercier également tous les membres du jury qui m'ont fait l'honneur d'accepter de juger mon travail.*

*Mes sincères remerciements vont à tous mes amis : M. Brahim, H. Abd Baki, B. Hicham, B. Morad, T. Ameer, D. Abd Ghani et B. Khothir ainsi que toute personne ayant contribué de près ou de loin, à l'aboutissement de ce travail, qu'ils trouvent ici le témoignage de ma profonde reconnaissance.*

*Enfin, je ne pourrai terminer sans une pensée à l'ensemble de mes enseignants. Qu'ils trouvent ici, l'expression de ma profonde gratitude.*

# *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail à mes très chers parents :*

*À ma mère qui n'a pas cessé de me soutenir*

*À mon père qui s'est sacrifié tant*

*Afin que rien n'entrave mes études*

*A mes chères sœurs Salima et Samra*

*Malgré elle est décédée reste toujours*

*Dans nous Cœurs et nous rêves*

*A ma femme de future*

*A ma grand-mère*

*A mes oncles*

*A mes frères Yàkoub, Imad et Achraf*

*A tous mes amis :*

*Brahim, Abd Baki, Hichem, Ameer, Abd Ghani ...*

*Billal*



# **SOMMAIRE**



## SOMMAIRE

<b>Introduction Générale</b> .....	2
------------------------------------	---

### *CHAPITRE I*

#### *Aperçu sur les Systèmes de Ventilation Passifs*

I.1. Introduction.....	6
I.2. Description des systèmes passifs de rafraîchissement.....	6
I.2.1. Rafraîchissement par contact avec la terre "ground cooling".....	7
I.2.2. Echangeur air / sol.....	7
I.2.3. Rafraîchissement par ventilation nocturne.....	8
I.2.4. Rafraîchissement radiatif.....	9
I.2.5. Rafraîchissement par évaporation.....	9
I.2.6. Plancher rafraîchissant.....	10
I.2.7. Stockage dans la nappe phréatique.....	11
I.2.8. Plafond rafraîchissant.....	11

### *CHAPITRE II*

#### *Contexte Bibliographique*

II.1. Introduction.....	13
II.2. Travaux antérieurs.....	13
II.3. Conclusion.....	23

### *CHAPITRE III*

#### *Généralités sur les Différents Modes de Transferts Thermiques*

III.1. Introduction aux transferts thermiques.....	25
III.2. Différents modes de transferts thermiques.....	25
III.2.1. Conduction.....	25
III.2.2. Convection.....	26
III.2.2.1. Définitions.....	26

III.2.2.2.Types de convection.....	27
III.2.2.3.Convection naturelle.....	27
III.2.2.4.Convection forcée.....	28
III.2.2.5. Loi de refroidissement de Newton.....	28
III.2.2.6.Convection mixte.....	28
III.2.3.Rayonnement.....	29
III.3.Analyse dimensionnelle.....	30
III.3.1.Nombres sans dimension.....	31
III.4.Types d'écoulements.....	34
III.4.1.Régime laminaire.....	34
III.4.2.Régime turbulent.....	35
III.5.Couche limite.....	35

## **CHAPITRE IV**

### **Modélisation Mathématique**

IV.1.Introduction.....	38
IV.2.Modèles physique et mathématique.....	39
IV.2.1.Modèle physique.....	39
IV.2.2. Modèle Mathématique .....	40
IV.2.2.1. Bilan énergétique sur le vitrage.....	40
IV.2.2.2. Bilan énergétique pour l'air.....	41
IV.2.2.3. Bilan énergétique sur l'absorbeur.....	43
IV.3. Paramètres caractéristiques de la cheminée solaire.....	43
IV.3.1.Distributions de températures .....	43
IV.3.2. Débit massique d'air à travers la cheminée .....	44
IV.3.3. Efficacité instantanée.....	44
IV.3.4.Taux de renouvellement d'air (ACH).....	44

**CHAPITRE V****Résolution Numérique**

V.1.Introduction.....	47
V.2.Présentation de la méthode des volumes finis .....	47
V.2.1.Maillage .....	48
V.2.2.Discrétisation des équations de transport .....	50
V.2.3.Intégration du flux total .....	51
V.2.4 Linéarisation du terme source.....	52
V.2.5.Discrétisation spatial .....	52
V.2.6.Schémas de discrétisation spatiale .....	54
a) Schéma de différence centrée.....	54
b) Schéma Upwind (UPS).....	55
c) Schéma de la loi de puissance(PLDS).....	56
d) Schéma Hybrid (UDS).....	56
e) Schéma exponentiel.....	57
V.2.7.Discrétisation des termes sources .....	58
V.3.Couplage vitesse-pression .....	59
V.3.1.Algorithme SIMPLE .....	59
V.3.2.Séquences de l'algorithme SIMPLE .....	62
V.3.3.Détails de calcul.....	62
a) Méthode de sous-relaxation.....	62
b) Critère de convergence.....	63
V.3.4.Organigramme de calcul .....	63



## CHAPITRE VI

### *Résultats et Interprétations*

VI.1. Introduction.....	66
VI.2. Résultats et interprétations.....	66
VI.3. comparaison entre nos résultats avec ceux de la littérature.....	67
VI.3.1. Incidence solaire égale à 200 W/m <sup>2</sup> et 650 W/m <sup>2</sup> .....	67
VI.4. Calcul du taux de renouvellement d'air.....	71
VI.4.1. Effet du changement de la largeur de la cheminée .....	71
VI.4.2. Effet du changement de la taille d'admission de cheminée.....	73
VI.5. Influence de l'angle d'inclinaison.....	75
VI.5.1. Influence de l'angle d'inclinaison sur (ACH) et $V_0$ .....	75
VI.5.2. Influence de l'angle d'inclinaison sur les températures moyennes.....	76
VI.6. Résultats relatifs au site d'Adrar .....	78
VI.6.1. Variation des températures moyennes annuelle.....	78
VI.6.2. Variation de l'efficacité instantanée annuelle.....	80
VI.6.3. Effet du changement de la largeur de la cheminée et de la taille d'admission.....	80
VI.7. Résultats Pour Le Régime Transitoire.....	84
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>89</b>
<b>Références Bibliographiques .....</b>	<b>92</b>



# ***NOMENCLATURE***



## NOMENCLATURE

- $A_0, A_i$  : Sections de sortie et d'entrée du canal de circulation d'air [ $m^2$ ]
- $A_r$  : Rapport de  $A_0 / A_i$
- $a$  : Diffusivité thermique [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]
- $b$  : Terme source dans le système d'équations algébriques discrétisées
- $C_d$  : Coefficient de décharge du canal d'air
- $C_f$  : Chaleur spécifique du fluide [ $J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ]
- $C_p$  : Chaleur spécifique à pression constante [ $J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ]
- $d$  : Distance entre le mur et le vitrage [m]
- $F$  : Force par unité de volume [ $N/m^3$ ]
- $g$  : Gravité [ $m \text{ s}^{-2}$ ]
- $H$  : Rayonnement solaire incident sur la surface verticale [ $W \text{ m}^{-2}$ ]
- $h$  : Coefficient d'échange convectif [ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_g$  : Coefficient d'échange convectif entre le vitrage et le canal d'air  
[ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_{r_w g}$  : Coefficient d'échange radiatif entre le mur et le vitrage [ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_w$  : Coefficient d'échange convectif entre le mur et le canal d'air  
[ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_{wind}$  : Coefficient d'échange convectif entre le milieu ambiant et le vitrage  
[ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_i$  : Coefficient d'échange convectif entre le mur et l'intérieur de la pièce  
[ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]
- $h_{rs}$  : Coefficient d'échange radiatif entre le vitrage et le ciel [ $W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ]

---

$h_m$	: Coefficient d'échange convectif moyen [ $\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$ ]
$I$	: Indice du nœud suivant X
$J$	: Indice du nœud suivant Y
$K_f$	: Conductivité thermique du fluide [ $\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$ ]
$K_{ins}$	: Conductivité thermique du mur d'isolation [ $\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$ ]
$L$	: Taille du mur absorbeur [m]
$\dot{m}$	: Flux massique du fluide [ $\text{kg s}^{-1}$ ]
$S_1$	: Rayonnement solaire absorbé par le vitrage [ $\text{W m}^{-2}$ ]
$S_2$	: Rayonnement solaire absorbé par le mur [ $\text{W m}^{-2}$ ]
$P$	: Pression [Pa]
$P^*$	: Pression motrice [ $\text{N.m}^{-2}$ ]
$P_s$	: Source volumique de chaleur [ $\text{kg. m}^{-1}\text{s}^{-3}$ ]
$q''$	: Densité de flux de chaleur absorbée par le fluide [ $\text{W m}^{-2}$ ]
$x$	: Coordonnée radiale [m]
$S_\phi$	: Terme source
$T$	: Température [K]
$T_a$	: Température ambiante [K]
$T_r$	: Température de chambre, [K]
$T_f$	: Température moyenne d'air dans le canal [K]
$T_{f,i}$	: Température d'entrée d'air dans le canal [K]
$T_{f,o}$	: Température de sortie d'air dans le canal [K]
$T_g$	: Température moyenne du vitrage [K]

---

$T_s$	: Température du ciel [K]
$T_w$	: Température moyenne du mur vertical [K]
$t$	: Temps [s]
$u, v$	: Composantes des vitesses, axiale et radiale [m/s]
$U, V$	: Composantes, axial et radiale, de la vitesse adimensionnelle
$U', V'$	: Correction des composantes des vitesses, axiale et radiale
$U_b$	: Coefficient d'échange global du panneau isolant [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]
$U_t$	: Coefficient d'échange global entre le vitrage et l'ambiance [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]
$V$	: Vitesse du vent [ $\text{m s}^{-1}$ ]
$u_i$	: Vitesse de circulation d'air à l'entrée de la cheminée [ $\text{m s}^{-1}$ ]
$W$	: Largeur du canal d'air [m]
$y$	: Coordonnée axiale [m]
$z$	: Taille d'ouverture inférieure [m]

**Lettres grecques :**

$\alpha$	: Coefficient de sous- relaxation
$\alpha_1$	: Absorptivité du vitrage
$\alpha_2$	: Absorptivité du mur
$\beta$	: Coefficient de dilatation du fluide à pression constante [ $\text{K}^{-1}$ ]
$\beta_f$	: Coefficient d'expansion du fluide [K]
$\varepsilon_g$	: Emissivité du vitrage
$\varepsilon_w$	: Emissivité du mur

$\gamma$	: Constante dans l'approximation moyenne de la température
$\Delta T$	: Ecart de température entre la paroi et le milieu ambiant [K]
$\theta$	: Température adimensionnelle
$\lambda$	: Conductivité thermique [ $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ]
$\mu_f$	: Viscosité dynamique du fluide [ $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$ ]
$\nu_f$	: Viscosité cinématique du fluide [ $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ ]
$\nu$	: Viscosité cinématique [ $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ ]
$\rho_0$	: Masse volumique à $T_0$ [ $\text{kg m}^{-3}$ ]
$\rho_f$	: Masse volumique du fluide [ $\text{kg m}^{-3}$ ]
$\rho_r$	: Masse volumique du fluide de la chambre [ $\text{kg m}^{-3}$ ]
$\tau$	: Transmittivité du vitrage
$\eta_i$	: Efficacité instantanée de la cheminée solaire [%]
$\sigma$	: Constante de Stefan Boltzmann [ $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$ ]
$\Delta w_{ins}$	: Epaisseur du mur isolant [m]
$\Phi$	: Variable indicielle
$\Gamma_\Phi$	: Coefficient de diffusion

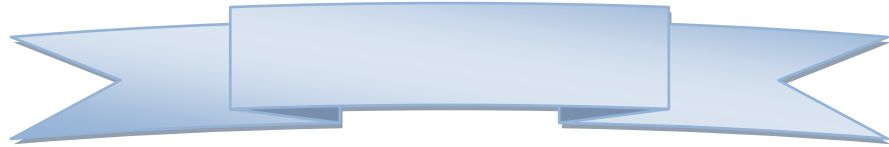
### Nombres adimensionnels

$N_{uL}$	: Nombre de Nusselt,	$N_u = \frac{h_f \cdot L}{\lambda_f}$
$Pr$	: Nombre de Prandtl,	$Pr = \frac{C_{pf} \cdot \mu_f}{\lambda_f}$
$Gr$	: Nombre de Grashof,	$Gr = \frac{g \beta_f (T_w - T_f) L^3}{\nu^2}$
$Ra$	: Nombre de Rayleigh,	$Ra = Gr \cdot Pr$

$Re$  : Nombre de Reynolds,  $Re = \frac{U.D}{\nu}$

$Ri$  : Nombre de Richardson,  $Ri = \frac{Gr}{Re^2}$

$P$  : Nombre de Peclet:  $Pe = Re . Pr = \frac{\rho.C_p.U.D}{\lambda}$



# ***INTRODUCTION***

# ***GÉNÉRALE***





## *Introduction Générale*

Les exigences croissantes en matière de confort thermique d'été dans les bâtiments se heurtent à de multiples problèmes dus à l'utilisation des systèmes mécaniques de climatisation. En effet, outre l'aspect consommation d'énergie qui se caractérise par des coûts d'investissement et d'exploitation élevés, la mauvaise qualité de l'air se traduit par la présence excessive dans l'ambiance de particules polluantes préjudiciable à la santé des occupants.

Il faut bien convenir que le souci du confort thermique dans les locaux d'habitations a toujours accompagné l'être humain tout au long des civilisations. K.N. Bahadori [1], a présenté une description détaillée de l'évolution de l'habitat traditionnel et de son design architectural, à travers les matériaux utilisés et les systèmes passifs de ventilation.

Dans un bon nombre de pays tropicaux, où il est difficile pour une partie de la population d'installer des systèmes de climatisation, les ménages comptent sur la ventilation naturelle, pour réaliser le confort thermique par ouverture de fenêtres. Néanmoins, dans les régions où l'effet de vent n'est pas significatif, la simple ouverture de fenêtres ne favorise pas l'écoulement d'air à l'intérieur de l'espace avec un débit massique consistant afin de permettre la dilution des contaminants, des odeurs, et satisfaire le confort thermique.

La ventilation de l'espace et le confort thermique sont étroitement liés pour répondre aux besoins des secteurs ruraux et des conditions climatiques chaudes, particulièrement en période d'été. La ventilation, produite naturellement ou mécaniquement, correspond à un besoin très pressant dans plusieurs secteurs résidentiels et industriels. L'utilisation de l'énergie solaire, permettra d'assurer une ventilation passive de l'espace par génération de gradient de température dans la cheminée, un effet de pompage se produit ainsi pour aspirer l'air frais de l'extérieur et évacuer l'air chaud de la chambre ou des locaux d'habitation vers l'extérieur.

L'instauration des contraintes réglementaires limitant l'émission des polluants a favorisé l'apparition des systèmes dits passifs propres au sens écologique et économique. Ces systèmes utilisent des puits naturels de chaleur tels que les radiations solaires pour les systèmes radiatifs et la chaleur latente de changement de phase pour les systèmes évaporatifs [2].

La cheminée solaire se présente ainsi comme étant un dispositif pratique et efficace pour la ventilation passive de l'espace. Elle consiste en un dispositif de ventilation d'air composé de vitrage, de mur absorbeur et d'ouvertures par les parties inférieure et supérieure d'un canal qui constitue la cheminée. L'effet du rayonnement thermique sur le vitrage et l'absorbeur permet la génération du gradient thermique responsable du mouvement d'air dans la cheminée. La différence principale entre le système de ventilation et le mur trombe réside essentiellement dans l'épaisseur de l'absorbeur, qui, dans le cas du mur trombe est importante car elle sera destinée au stockage thermique.

La première étude fondamentale sur la ventilation passive à base de cheminée solaire a été élaborée par Bansal et al. [3]. Elle consiste en l'analyse de l'augmentation de la ventilation des locaux d'habitation par utilisation d'un système de cheminée solaire. Un modèle mathématique en régime permanent a été développé par les auteurs pour la modélisation des transferts thermiques dans cette cheminée. Les débits de ventilation obtenus varient entre 140 et 330m<sup>3</sup>/h pour un rayonnement solaire variant de 200 à 1000W/m<sup>2</sup> [3].

Avec les problèmes liés à la pollution atmosphérique et au réchauffement climatiques, plusieurs travaux de recherches tant sur le plan théorique qu'expérimental ont suivi ceux de Bansal et al. Ces études visent principalement l'amélioration des performances énergétiques de ces cheminées solaires [4- 20].

L'Algérie dispose d'un potentiel en énergie solaire assez important, particulièrement dans les régions du sud du pays. L'utilisation rationnelle de ce potentiel énergétique fort important contribuera à la réduction de la consommation énergétique dans le domaine de la climatisation par compression mécanique.

L'utilisation de systèmes de ventilation passive permet de garantir la protection de l'environnement de la pollution atmosphérique tout en réduisant le réchauffement climatique et l'émission de gaz à effet de serre.

Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à l'analyse d'un système énergétique à base de cheminée solaire pour la ventilation des locaux d'habitation. Les performances énergétiques de ces cheminées en fonction des paramètres géométriques et environnementaux seront ainsi déterminées. Le site d'Adrar est choisi compte tenu de son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions du pays ainsi que la banque de données relative à la température ambiante et au rayonnement, annuels dans cette région.

Ce travail est organisé en six chapitres :

Le premier chapitre est relatif à un aperçu sur les systèmes passifs de ventilation.

Le second traite d'une étude bibliographique sur les cheminées solaires et les systèmes de ventilation passifs.

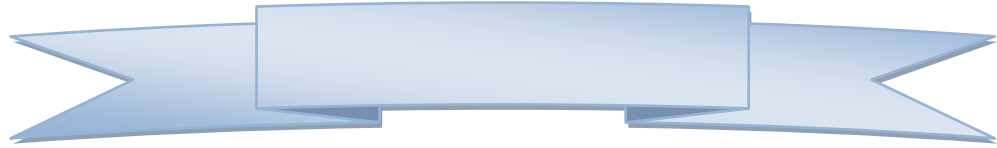
Le troisième chapitre est relatif à la description des différents modes de transferts thermiques ayant lieu dans les systèmes de ventilation passifs.

Le quatrième chapitre, quant à lui, donne la modélisation mathématique utilisée dans le problème étudié.

Le cinquième chapitre est consacré à la description de la méthode numérique de résolution, y sont décrits la discrétisation du problème et la résolution des équations algébriques.

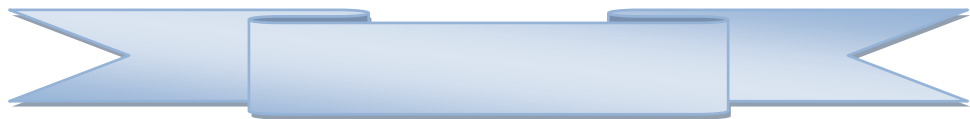
Dans le chapitre six, sont présentés les résultats issus de la simulation numérique ainsi que les discussions de ces différents résultats.

Enfin, une conclusion générale faisant la synthèse des résultats obtenus et des perspectives futures.



# **CHAPITRE I**

## *Aperçu sur les Systèmes de Ventilation Passifs*



## **I.1. INTRODUCTION**

La conception bioclimatique des bâtiments s'intègre dans une démarche de maîtrise de l'énergie et constitue de ce fait un enjeu primordial. Elle nécessite la connaissance des performances énergétique des composants d'enveloppe et des systèmes associés et doit permettre d'éviter le recours à des dispositifs de chauffage ou de refroidissement, forts consommateurs d'énergie.

Dans ce cadre, les systèmes passifs sont tout à fait indiqués, dans la mesure où ils permettent de réguler les conditions d'ambiances en utilisant des moyens naturels, sans apport énergétique supplémentaire. Ces systèmes utilisent des puits naturels de chaleur tels que l'inertie du sol pour les systèmes à tubes enterrés, les radiations nocturnes de la voûte céleste pour les systèmes radiatifs et la chaleur latente de changement de phase pour les systèmes évaporatifs [2].

Le procédé de rafraîchissement d'air est relatif à tout système qui contribue artificiellement à la diminution de la température ambiante sans toutefois qu'une température consigne lui soit assignée. Le rafraîchissement peut s'obtenir de façon passive (ex. cheminée solaire) ou active en consommant de l'énergie électrique par un système thermodynamique.

Lorsqu'on peut assigner un objectif de température à un système, on peut alors parler de climatisation.

## **I.2. DESCRIPTION DES SYSTEMES PASSIFS DE RAFRAICHISSEMENT**

Les technologies des systèmes passifs de rafraîchissement reposent sur l'utilisation de ressources naturelles pour la production de froid, telles l'énergie solaire, l'air ambiant, le sol ou une réserve d'eau (rivière, lac, nappe phréatique, etc.).

Certaines technologies utilisent le changement de phase par évaporation ou par condensation d'eau, comme source de refroidissement sensible ou latente (ex: rafraîchissement évaporatifs et par dessiccation). Des pompes et ventilateurs sont nécessaires au fonctionnement de tels systèmes excepté pour le rafraîchissement nocturne par ventilation naturelle. Les planchers et plafonds rafraîchissants à eau

associés à une ventilation par déplacement peuvent être utilisés pour rendre un système conventionnel de climatisation plus efficace.

### I.2.1. Rafraîchissement par contact avec la terre "ground- cooling"

Le concept de "ground- cooling" est basé sur la dissipation de la chaleur du bâtiment vers la terre qui, durant la période estivale la température du sol est plus faible que l'ambiance. Deux méthodes peuvent être utilisées pour profiter de l'avantage de la faible température estivale du sol : l'une basée sur le rafraîchissement par contact direct et l'autre indirecte ou le rafraîchissement se fait par tubes enterrés (puits provençal). Le principe de rafraîchissement par contact direct avec le sol consiste à augmenter la perte de chaleur par conduction, le bâtiment est construit de telle manière que la surface de l'enveloppe en contact avec le sol soit importante.

### I.2.2. Echangeur air / sol

L'échangeur de chaleur air/sol communément appelé, puits canadien (figure I.1), permet un rafraîchissement passif pour un coût relativement faible, il s'agit d'une technique ancestrale dont le principe est d'une grande simplicité. La température du sol au delà de 1.5 m de profondeur est presque constante ; en été, elle est inférieure à la température de l'air extérieur et en hiver elle est supérieure à cette température.

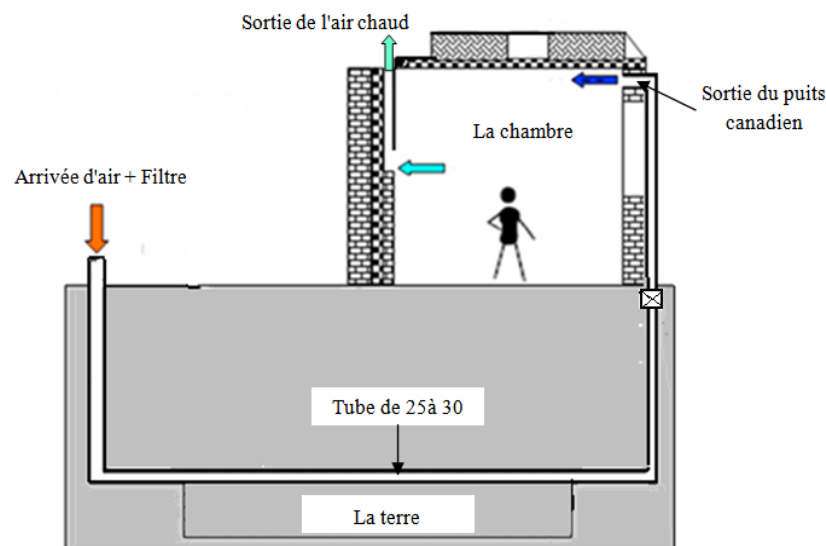


Figure (I.1). Schéma d'un puits canadien.

Si beaucoup se sont rués sur les climatiseurs ou ventilateurs parallèlement un système de rafraîchissement hérité des romains est sorti de l'oubli: on l'appelle puits canadien quand il sert à préchauffer l'air extérieur l'hiver, puits provençal quand il sert à climatiser l'été, ou dans le jargon technique, échangeur d'air géothermique.

Le puits canadien est un système encore très peu connu, l'architecte Claude Micmacher, dans son manuel de construction rural, édité en 1977, a fait une présentation détaillée de cette technique. Il constitue un système géothermique dit de surface qui consiste en l'exploitation de l'inertie thermique du sol pour prétraiter une partie de renouvellement d'air des bâtiments en s'appuyant sur les données suivantes :

- La température de l'air extérieur peut varier alors que la température du sol à quelques mètres de profondeur reste relativement constante. Pour le cas de la France par exemple, la température moyenne extérieure varie de 20°C à 30°C tout au long de l'année, celle du sol se situe en moyenne autour de 12°C ;
- L'écoulement d'air neuf extérieur est provoqué, par un ventilateur, dans des canalisations enterrées avant d'être insufflé dans le bâtiment ;
- En hiver, l'air se réchauffe au contact du sol pour atteindre une température de 2°C à 5°C. Les besoins en chauffage liés au renouvellement d'air des locaux sont alors limités et le maintien hors gel du bâtiment peut être assuré. En été, l'air extérieur profite de la fraîcheur du sol pour se refroidir et arriver dans le bâtiment durant la journée à une température située entre 15 et 20°C [23].

### **I.2.3. Rafrâichissement par ventilation nocturne**

La ventilation nocturne, ou le rafraîchissement de nuit, est utilisée pour réduire la température dans le bâtiment lorsque la température extérieure est plus faible que la température intérieure, ce qui se vérifie typiquement la nuit. Ceci améliore directement le confort durant la nuit, mais refroidit également la structure du bâtiment, ce qui aura pour effet de limiter le pic de température intérieur le jour suivant. L'efficacité du système dépend du débit d'air, de la différence de température entre l'air intérieur et extérieur et de l'inertie effective de l'intérieur du bâtiment. Le succès de cette technique repose sur une approche de conception intégrée architecturale [24].

### I.2.4. Rafraîchissement radiatif

Le rafraîchissement par rayonnement nocturne est basé sur la perte de chaleur par rayonnement de grande longueur d'onde d'un corps vers un autre corps de température plus faible, qui joue le rôle d'un puits de chaleur. En climatisation passive (figure I.2), le corps à refroidir est le bâtiment alors que le puits de chaleur est la voûte céleste dont la température est plus faible que la majorité des corps existants sur le globe terrestre.

Deux procédés peuvent être utilisés dans le cas du rafraîchissement radiatif.

- Le premier est un procédé passif ;
- Le second est un procédé hybride.

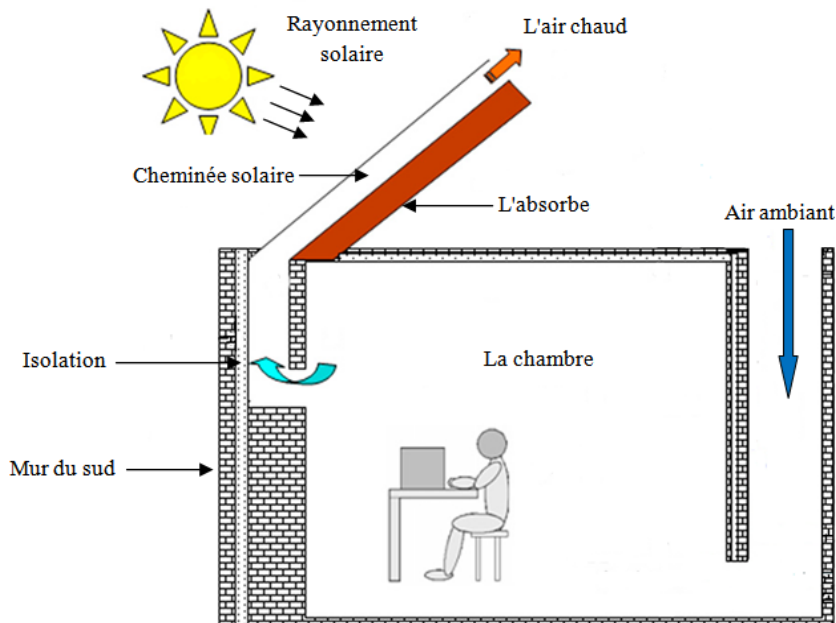


Figure I.2. Schéma d'une maison avec cheminée solaire.

### I.2.5. Rafraîchissement par évaporation

Le rafraîchissement d'air par évaporation (figure I.3) est une technique qui peut, dans certains cas, éviter le recours à la climatisation. Cette technique est plus simple et beaucoup plus économique que la climatisation tant à l'investissement qu'à l'utilisation. Le rafraîchissement évaporatif est basé sur le processus thermodynamique de changement de phase (évaporation de l'eau).



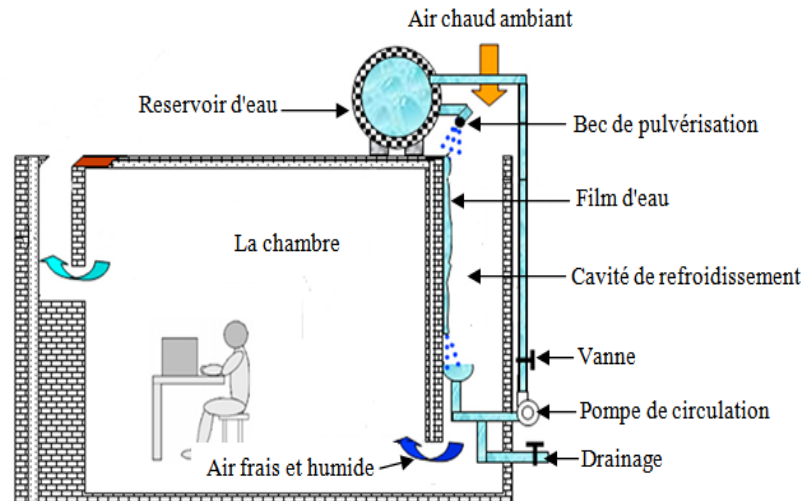


Figure I.3. Schéma d'une maison avec système évaporatif.

### I.2.6. Plancher rafraîchissant

Les dalles de sol en béton lourd ont la capacité de stocker rapidement l'excès de chaleur, et lorsque c'est nécessaire, de fournir du froid (ou de chauffage) au local (figure I. 4). Du fait des faibles différences de température, ce processus s'auto-régule entièrement. Dès que le local devient trop chaud, la chaleur est rejetée vers la dalle, alors que lorsqu'il fait trop froid, de la chaleur est retirée.

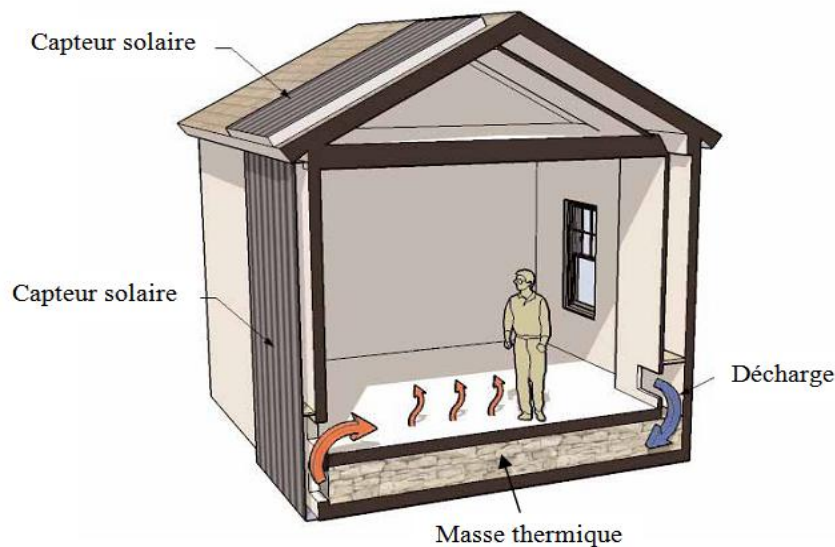


Figure I.4. Schéma d'une maison avec plancher chauffant.

### I.2.7. Stockage dans la nappe phréatique

L'énergie thermique est stockée dans une nappe phréatique par infiltration d'eau à la température voulue. En été, de l'eau chaude peut être stockée pour être utilisée en

hiver pour fournir du chauffage. En hiver, le processus est inversé par le stockage d'eau froide, qui sera utilisée en été pour faire du rafraîchissement. Ce procédé peut consister à disposer de deux forages sur la même nappe : le premier servant à puiser l'eau, le second à la réinjecter dans la nappe après avoir effectué l'échange de chaleur.

### **I.2.8. Plafond rafraîchissant**

Le concept de ce système est basé sur des panneaux de plafond métallique refroidis par des tubes capillaires dans lesquels circule de l'eau froide. Le même système peut également être utilisé pour chauffer un local, principalement par rayonnement.

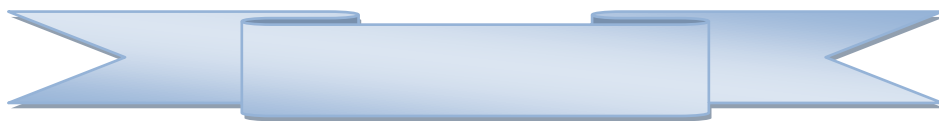
Ces systèmes sont intéressants d'un point de vue de l'intégration architecturale [24].



# ***CHAPITRE II***

*Contexte*

*Bibliographique*



## **II. 1. INTRODUCTION**

La cheminée solaire est un procédé pratique et efficace utilisé pour la ventilation passive de l'espace. Dans la plupart des pays tropicaux, où il est presque difficile pour une majeure partie de la population d'acquérir un climatiseur, les habitants comptent sur la ventilation normale, pour réaliser le confort thermique nécessaire à leur habitation par ouverture des fenêtres.

Les études effectuées sur les cheminées solaires pour des fins de séchage, de ventilation ou de production d'électricité, ces dernières vingtaines années, visent principalement l'optimisation du design de ces systèmes via la maximisation de la puissance produite et la minimisation du coût de l'installation. Des efforts considérables ont été déployés ces dernières décennies pour dimensionner et estimer les performances énergétiques des cheminées solaires en vue de démontrer leur faisabilité ainsi que leur rentabilité.

La pollution atmosphérique et le réchauffement climatique par effet de serre suite à l'utilisation excessive des combustibles fossiles, sont des arguments de taille, pour orienter la politique énergétique mondiale vers le développement durable, les énergies renouvelables font partie des critères de choix. Les publications sur ces sujets sont assez nombreuses chaque année et plusieurs projets pilotes sont en cours d'étude ou de réalisation.

## **II. 2. TRAVAUX ANTERIEURS**

Le souci du confort thermique dans les locaux d'habitations a toujours accompagné l'être humain tout au long des civilisations. K.N. Bahadori [1], a présenté une description détaillée de l'évolution de l'habitat traditionnel et de son design architectural, à travers les matériaux utilisés et les systèmes passifs de ventilation. Les

récents travaux théoriques et expérimentaux sur la ventilation passive avec cheminée solaire remontent à 1999, où Clito Alfonso et Armando Oliveira ont fait une étude numérique et expérimentale sur des cheminées solaires à usage d'habitation. L'utilisation des cheminées solaires dans les bâtiments est à un sens unique pour incrémenter la ventilation normale, et par conséquent, améliorer la qualité de l'air intérieur. Le modèle du local avec cheminée solaire utilisé dans les essais est semblable aux cheminées conventionnelles, sauf que le mur du sud est remplacé par un vitrage. Les résultats issus d'un modèle thermique particulièrement développé pour simuler les cheminées solaires, en tenant compte de l'effet de vent, ont été validés expérimentalement. Les auteurs ont conclu qu'il existe une augmentation significative du taux de ventilation avec les cheminées solaires, et que le modèle thermique utilisé pour la prévision est en bon accord avec les mesures effectuées [4].

En 2000, M.M. Abounaga et S.N. Abdrabboh ont présenté une étude théorique sur une cheminée solaire combinée à un mur- toit pour améliorer le temps de ventilation pendant la nuit des bâtiments. Ils ont noté qu'un seul toit de cheminée solaire peut induire un débit d'air de  $0.81 \text{ m}^3/\text{s}$  quand le rayonnement solaire incident moyen est de  $850 \text{ W}/\text{m}^2$ . La vitesse maximale d'air induit est  $1.1 \text{ m}/\text{s}$  quand les parois de cheminée sont inclinées de  $25^\circ$  avec une distance de  $0.25 \text{ m}$ . Le but de l'étude est relatif à la prévision du débit d'air induit par la combinaison d'effets de parois et à la détermination la grandeur optimale du mur. La longueur du mur de la cheminée utilisé varie de  $1.95$  à  $3.45 \text{ m}$ . Ces testes ont été fait pour déterminer la longueur optimale par rapport à l'admission de la cheminée.

Les résultats ont montré que le débit d'air est trois fois plus avantageux que cela seule de toit de la cheminée solaire ( $0.81$  à  $2.3 \text{ m}^3/\text{s}$ ). Le débit d'air maximum de  $2.3 \text{ m}^3/\text{s}$  se produit pour une longueur de mur égale à  $3.45 \text{ m}$ . Les auteurs ont utilisé le logiciel, Psychrométrie d'action (Sunshine Technology, USA, 1995) pour prévoir la charge moyenne de refroidissement correspondant au ACH induit. Un changement

d'air par heure allant jusqu'à la grandeur 26 peut être réalisé pour un volume de 321 m<sup>3</sup>. Un tel ACH peut être utilisé pour améliorer la ventilation de nuit, pour réduire la température d'air à l'intérieur des bâtiments en échanges avec des grandes variations extérieures journalières de la température [5].

En 2002, K.S. Ong proposa un modèle mathématique simplifié d'une cheminée solaire. Le modèle physique est semblable au cas du mur Trombe. Une face de la cheminée est dotée d'un vitrage formant ainsi, avec les trois autres murs pleins de cheminée, un canal par lequel l'air de chauffage s'écoule par convection naturelle.

Les ouvertures sur les parties, supérieure et inférieure de la cheminée, permettent l'écoulement d'air par convection naturelle. Les équations de bilans thermiques, sur le vitrage, l'absorbeur et le canal d'écoulement d'air, permettent de déterminer les températures sur chaque organe de la cheminée, par utilisation de réseau de résistances thermiques. Les systèmes d'équations ont été résolus par utilisation de la méthode de Gauss- Seidel. Les résultats obtenus par les auteurs sont relatifs aux performances énergétiques de la cheminée solaire, aux températures du vitrage, du mur stockeur et de l'air s'écoulant dans le canal cheminée, au débit massique d'air et au taux de renouvellement d'air en fonctionnant des caractéristiques géométriques et environnementales de la cheminée [6].

En 2003, K.S. Ong et C.C. Chow, ont proposé une modélisation mathématique plus développée des transferts thermiques ayant lieu dans un système de ventilation passive à base de cheminée solaire sous certaines conditions géométriques et environnementales. Les équations de transferts thermiques utilisées avec les corrélations sur les coefficients de transferts thermiques ont été résolus numériquement.

Les propriétés de l'air circulant dans la veine cheminée solaire ont été évaluées à la température du film. Les performances de la cheminée ont été évaluées en prévoyant les températures du vitrage, du mur absorbeur, de l'air ainsi que la vitesse de la circulation d'air dans la cheminée. Les effets des conditions, d'entrée d'air et d'intensité du rayonnement solaire sur ces performances ont également été examinés.

Afin de valider les résultats de leur modèle théorique, des expériences ont été entreprises sur un modèle physique de 2 m de hauteur et 0.45 m de largeur avec des ouvertures d'entrée d'air de 0.1, 0.2 et 0.3 m. Des vitesses d'air entre 0.25 m/s et 0.39 m/s ont été obtenues pour un rayonnement jusqu'à  $650 \text{ W/m}^2$ . Les auteurs n'ont observé aucune circulation re-circulation d'air même pour les grandes ouvertures de 0.3 m [7].

En 2004, Preeda Chantawong, Jongjit Hirunlabh et Belkacem Zeghamati ont fait une étude sur l'analyse des performances énergétiques du vitrage de cheminée solaire (GSCW) sous des conditions climatiques tropicales de la Thaïlande.

Le GSCW est composé d'un double vitrage avec une couche d'air et des ouvertures localisées au fond (carreau latéral de chambre) et au dessus (carreau latéral ambiant).

Un prototype de GSCW a été intégré dans le mur méridional (sud) d'une petite salle du volume  $2.8 \text{ m}^3$ . Les dimensions utilisées sont : longueur de 0.74 m, largeur de 0.50 m et espace d'air de 0.10 m, avec une épaisseur de verre de 6 millimètres. La taille des ouvertures était  $0.05 * 0.5 \text{ m}^2$ . La vitesse mesurée indique que le taux induit de flux d'air était environ de 0.13 à  $0.28 \text{ m}^3/\text{s}$ . La différence de température entre la chambre et l'ambiance était inférieure à celle avec une fenêtre simple vitrage.

La comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux a montré un bon accord entre les différents résultats. Les auteurs ont conclu que le modèle numérique

développé est valide et pourrait être employé comme un outil pour la conception de GSCW [8].

En 2005, Marek Scholler, Pavel Charvat, Mirsolav Jichal ont analysé, par voie théorique et expérimentale, les performances d'une cheminée solaire sous les conditions climatiques de la République Tchèque, pour explorer le potentiel des cheminées solaires pour la ventilation des bâtiments résidentiels.

Les auteurs ont procédé à des simulations CFD et ont comparé les résultats obtenus avec les vraies expérimentaux. Deux types de cheminée solaire ont été examinées: une première est dotée d'un dispositif de stockage de la chaleur en béton pour rendre le débit d'air par la cheminée plus uniforme. Ceci devrait également permettre d'utiliser la cheminée solaire pour le refroidissement de nuit. L'autre cheminée est équipée d'un dispositif d'absorption en métal pour avoir une température plus élevée du mur. La cheminée solaire est orientée au sud et inclinée avec 30 degrés par rapport à la verticale. Les paramètres analysés par les auteurs sont relatifs au débit induit par la flottabilité, les températures de surface des parois et de l'air dans les cheminées ainsi que les conditions météorologiques [9] du site.

Durant la même année, Jyotirmay Mathur, Sanjay Mathur et Anupma ont étudié l'effet de l'inclination de l'absorbeur sur le taux de flux d'air produit pour la ventilation dans un système de cheminée solaire. Les résultats obtenus par les auteurs ont montré que l'inclination optimum de l'absorbeur varie de  $40^\circ$  à  $60^\circ$  et dépend de latitude de l'endroit. À Jaipur (Inde) par exemple,  $45^\circ$  s'avère l'optimum pour obtenir le taux maximum de ventilation. À cette inclinaison, le taux de ventilation est 10% plus haut par rapport à l'inclinaison  $60^\circ$  et  $30^\circ$ . Les investigations expérimentales ont montré la bonne concordance avec les résultats théoriques. Les auteurs ont souligné que la



cheminée solaire de la taille étudiée pourra être montée facilement sur les bâtiments résidentiels pour augmenter la ventilation [10].

S. A.M. Burek et A. Habeb ont fait une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et de masse dans un écoulement de fluide à travers une cheminée solaire avec mur Trombe. Le banc d'essai comporte un canal ouvert vertical avec des côtés fermés, ressemblant à un capteur solaire ou à une cheminée solaire approximativement de 1 m<sup>2</sup> de surface. Les flux thermiques étudiés sont de 200 à 1000 W, et la profondeur du canal d'air varie entre 20 et 110 millimètres.

Les résultats obtenus par les auteurs ont montré que le débit massique d'air est proportionnel au flux de chaleur et à la section d'ouverture de la cheminée, sous la forme :  $m \propto Q_i^{0.572}$  et  $m \propto s^{0.712}$ . L'efficacité thermique du système (de capteur solaire) est proportionnelle au flux de chaleur sous la forme :  $\eta \propto Q_i^{0.298}$  [11].

En 2006, Evangellos Bacharoudis, Michalis G.R. Vrachopoulos, Maria K. Koukou, ont étudié le phénomène de convection naturelle à l'intérieur d'un mur de cheminée solaire avec mur adiabatique et mur sous un flux de chaleur. Les quatre murs de cheminées solaires ont été construits et des dispositifs de mesure ont été employés sur chaque mur afin d'évaluer et quantifier leur comportement thermique ainsi que la certification de leur efficacité.

Les auteurs ont étudié par voie numérique l'aspect thermo- fluide du problème ayant lieu dans la cheminée solaire. Les équations elliptiques gouvernantes régissant le phénomène, dans un domaine bidimensionnel, ont été résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis. L'écoulement considéré est turbulent où six

modèles différents de turbulence ont été analysés. Le modèle (k- $\epsilon$ ) a été utilisé par les auteurs et un bon accord a été observé entre les résultats numériques et expérimentaux.

Les auteurs ont donné les profils de vitesse et de température d'écoulements en différentes zones de la cheminée : à l'entrée, proche de la sortie de la cheminée et pour différentes ouverture de cette dernière. Des paramètres importants tel que le nombre de Nusselt moyen ont été et comparés à des résultats expérimentaux. Les auteurs ont souligné que le modèle développé est général et il peut être facilement adapté aux besoins du client pour décrire le comportement de diverses cheminées solaires et les résultats de l'application du modèle permettront une installation efficace des prochaines configurations du système [12].

Durant la même année, S. Punyasompun, J. Hirunlabh, J. Khedari et B. Zeghamati, ont présenté un modèle mathématique simple d'une cheminée solaire séparée (SC) intégrée dans un bâtiment multi-étages. Un modèle à échelle réduite a été construit de ce bâtiment de trois étages. Les dimensions de plancher de chaque étage sont 1.2x2x1 m. Les cheminées solaires étaient intégrées dans les murs de la face sud. La cheminée solaire séparée est un grand SC avec une admission et une sortie s'ouvrant à chaque plancher.

Les performances thermiques de la cheminée solaire séparée dans les bâtiments multi-étages a été déterminée moyennant la connaissance de la température du mur et celle de l'air, du débit et de la masse d'air. Une concordance satisfaisante a été obtenue avec les données expérimentales. Les auteurs ont conclu que la cheminée solaire multi-étages est extrêmement une option intéressante pour les climats chauds et humide particulièrement en Thaïlande afin de minimiser la consommation énergétique liées à la climatisation et à la pollution atmosphérique [13].

Yothin Ungkoon, Pichai Namprakai, Naris Pratinthong et Rangsit Sarachitti ont développé un modèle mathématique de calcul des performances thermique d'une maison avec un mur en béton, dans les conditions climatiques de la Thaïlande. Les auteurs ont comparé leurs calculs avec ceux obtenus expérimentalement sur une maison prototype de 13 m<sup>2</sup> de surface. Le mur de chambre était en béton avec du plâtre sur les parois, interne et externe. La surface du mur utilisé est 2.4m x 2.3m avec une épaisseur 0.07m. Des feuilles d'aluminium ont été employées pour réfléchir la chaleur dans le capteur solaire. Le plafond de gypse a été bien isolé thermiquement afin de minimiser les déperditions calorifiques vers l'extérieur.

Les résultats obtenus par les auteurs sont relatifs à l'efficacité énergétique des différents murs composant la maison, aux températures du mur (interne et externe) et de l'air, ainsi qu'à l'humidité relative à l'extérieur et celle de l'air dans la maison expérimentale.

Les résultats de l'exécution thermique ont montré que la température de mur externe et le mur interne la température de toutes les parois latérales n'étaient pas beaucoup différentes.

La comparaison des résultats issus des calculs avec ceux obtenus expérimentalement sur cette maison prototype a montré un bon accord entre les deux. Les auteurs ont souligné que leur modèle mathématique permet de prévoir les performances énergétiques de tout le système et pour différentes conditions opératoires [14].

D.J. Harris et N. Helwig ont analysé la conception d'une cheminée solaire pour la ventilation dans un bâtiment. Des codes CFD ont été employés pour évaluer

l'impact de l'angle d'inclination, du double vitrage et des émissivités du vitrage sur le taux de ventilation induit.

Les auteurs ont noté que pour le cas de leur cheminée, un angle d'inclination de  $67.5^\circ$  par rapport à l'horizontal était l'optimum pour l'endroit choisi, donnant ainsi une efficacité de 11% de plus comparativement à une cheminée verticale, et une augmentation de rendement de 10% [15].

En 2007, Ramadan Bassiouny et Nader S.A. Koura ont analysé analytiquement et numériquement la conception d'une cheminée solaire utilisée pour améliorer la ventilation naturelle de l'espace constitué d'une chambre. L'étude considère des paramètres géométriques tels que la taille et la largeur d'admission de la cheminée, pour avoir un effet significatif sur la ventilation de l'espace. L'analyse numérique a été faite afin de tester les capacités de prévision du modèle d'écoulement utilisé aussi bien dans la chambre que dans la cheminée.

Ces éléments constituent des outils d'aide à la décision dans l'optimisation des paramètres de conception. Les résultats ont été comparés aux données expérimentales et aux études théoriques issues de la littérature. Un bon accord a été observé entre les résultats théoriques et expérimentaux. Les auteurs ont noté que la largeur de la cheminée a un effet significatif sur l'ACH (taux de renouvellement d'air) comparativement à la taille d'admission de la cheminée.

Les auteurs ont proposé des corrélations sur la température du mur ( $T_w$ ) et la vitesse de sortie d'air de la cheminée en fonction de l'ensoleillement. Ces corrélations sont données par :  $T_w = 3.51 I^{0.461}$  et  $v_{\text{ext}} = 0.01I^{0.4}$  [16].

En 2008, H.F. Nouanégué et E.Bilgen ont fait une étude numérique sur le transfert thermique conjugué pour le chauffage et la ventilation des locaux d'habitation par utilisation de cheminées solaires. Les équations gouvernantes régissant l'écoulement d'air dans les cheminées ont été résolues numériquement par utilisation de la méthode numérique des volumes finis. Dans leur étude, les auteurs ont considéré : le nombre de Rayleigh variant entre  $5 \cdot 10^8$  et  $10^{11}$ , le nombre de Prandtl,  $Pr = 0.7$ , le rapport de dimensions de leur cheminée,  $A = H/L$  de 6 à 15, la largeur adimensionnelle du canal d'air  $l/L$  variant de 0.2 à 0.5, la taille d'ouverture de la cheminée d'entrée d'air,  $h/L$  de 0.167-0.667, l'épaisseur de la paroi du mur  $l/L = 0.25-0.4$ , le rapport de conductivité thermique  $K_r$  varie de 5 à 50 et l'émissivité extérieure,  $\varepsilon$  varie de 0 à 1. Le nombre de Nusselt, le taux de débit d'air ainsi que le rapport de flux de la chaleur (rayonnement/flux total)  $q_r / q_{tot}$  ont été calculés en fonction des caractéristiques géométriques et environnementales. Des cartographies d'écoulements ont été produites par les auteurs au travers des lignes de courant et des isothermes. Les résultats obtenus ont montré que le rayonnement incident a une influence très importante sur les résultats obtenus : champs dynamiques et thermiques d'écoulements, nombre de Nusselt, taux de renouvellement d'air et amélioration des performances de la ventilation des cheminées [17].

En 2010, M. Maerefat et A.P. Haghighi ont utilisé le refroidissement passif pour l'évacuation des flux de chaleur de l'intérieur d'un bâtiment dans les saisons chaudes. Les auteurs ont utilisé une cheminée solaire combinée à un échangeur avec ventilation souterraine. Les analyses théoriques ont été conduites afin d'étudier le refroidissement et la ventilation d'une maison solaire par cheminée solaire combinée à un canal d'air souterrain. Les résultats issus de l'étude ont montré que la cheminée solaire peut être parfaitement utilisée pour actionner le système de refroidissement souterrain pendant la journée, sans aucun besoin en électricité. Le système, avec une conception appropriée, pourra également assurer un confort thermique adéquat à l'intérieur des habitations pendant un grand nombre d'heures en d'été [18].

Durant la même année, M. Maerefat, A.P. Haghghi, dans leur étude, ont proposé une technique de basse consommation d'énergie pour augmenter le refroidissement passif et la ventilation naturelle dans une maison solaire. Ils ont utilisé un système se composant d'une cheminée solaire et un système de refroidissement par changement de phase (évaporation). Les auteurs ont étudié les besoins thermiques et les effets des paramètres géométriques principaux sur les performances du système aussi bien, que sa dépendance des paramètres extérieurs afin de déterminer les conditions effectives pour une efficacité appropriée du confort thermique.

Pour déterminer les caractéristiques de transfert de chaleur et de masse du système, un modèle mathématique basé sur des équations de conservation de masse et d'énergie a été développé et résolu par une méthode itérative. Les résultats ont montré que le système est capable de fournir le bon état d'air à l'intérieur, pendant la journée, même avec une intensité solaire faible. Les résultats obtenus ont montré que lorsque l'humidité relative est inférieure à 50%, le système peut assurer un bon conditionnement d'air conditionné d'intérieur même à 40 °C. Les auteurs ont noté que le système proposé pourra être appliqué avec succès dans les zones à climat aride et chaud pour assurer le confort thermique à l'intérieur des habitations [19].

Rakesh Khanal et Chengwang Lei ont présenté une étude assez approfondie sur la ventilation passive par utilisation de la cheminée solaire. Les auteurs ont souligné que depuis les années 90, plusieurs travaux de recherches ont été effectués sur la cheminée solaire. L'ensemble des travaux se focalisent en général sur deux domaines de recherche principaux : l'analyse des effets de l'angle d'inclination et de la géométrie ainsi que l'étude des performances de ventilation des cheminées. Les investigations expérimentales sur la cheminée solaire ont dominé la littérature existante. Concernant l'aspect modélisation numérique, les auteurs utilisent souvent des codes CFD dans l'analyse des situations. Les auteurs ont conclu que l'utilisation

de la cheminée solaire comme stratégie de ventilation passive n'a pas été entièrement comprise et vulgarisée [20].

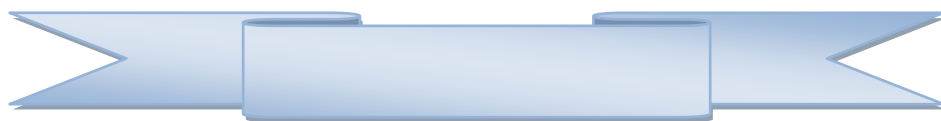
### **II.3. CONCLUSION**

A travers la revue bibliographique présentée, on note que plusieurs travaux, tant théoriques qu'expérimentaux, ont été réalisés sur les systèmes de ventilation passive à base de cheminées solaire, particulièrement ces dernières décennies. Notre travail consiste en l'étude des performances énergétiques d'une cheminée solaire en fonction de certains paramètres géométriques et environnementaux. Le site d'Adrar est choisi compte tenu de la disponibilité d'une banque de données annuelle sur le rayonnement solaire et la température ambiante et compte tenu de son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions du pays.



# **CHAPITRE III**

## *Généralités sur les Transferts Thermiques*





### III.1 INTRODUCTION

Les transferts thermiques sont définis comme étant des processus correspondant à des échanges énergétiques sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux à des températures différentes.

Le transfert de chaleur d'une partie d'une substance à une autre partie, ou d'un corps à un autre corps, s'effectue sous la différence de température entre les deux corps. La chaleur se propage spontanément de la température chaude vers la température froide selon le principe zéro de la thermodynamique, élevant ainsi la température de ce dernier, tout en abaissant la température du premier [26].

### III.2. DIFFERENTS MODES DE TRANSFERTS THERMIQUES

On distingue habituellement trois différents modes de transmission de la chaleur : La conduction, la convection et le rayonnement. Ces trois modes sont régis en général par trois modes spécifiques :

- Pour la Conduction : la chaleur se propage d'un corps à un autre, par contact. A l'échelle moléculaire les échanges se font en général par vibration ; pour les corps métalliques, les électrons libres contribuent en plus à ces échanges;
- Pour la Convection : dans ce mode de transfert, les échanges se font entre un solide et un fluide en mouvement ;
- Le Rayonnement : les échanges peuvent se faire même en l'absence d'un milieu matériel solide ou fluide. Ces échanges se font par ondes électromagnétiques.

#### III.2.1. CONDUCTION

##### III.2.1.1. Flux de chaleur

Considérons un plancher chauffé uniformément sur toute sa surface « S ». Soit « dQ » la quantité de chaleur échangée entre ce plancher chauffant et l'air ambiant pendant le temps « dt ». Le flux de chaleur échangée est défini par :

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} \quad [\text{W}]$$

### III.2.1.2 Densité de flux de chaleur

La densité de flux de chaleur est donnée par l'expression :

$$q = \frac{dQ}{ds \cdot dt} \quad [\text{W/m}^2]$$

Avec :

Q : quantité de chaleur (J) ;

$\dot{Q}$  : Quantité de chaleur par unité de temps (W) ;

### III.2.1.3. Loi de Fourier (1822)

En 1822, le mathématicien français, Joseph Fourier, donna une définition mathématique précise de la conduction, selon laquelle : la vitesse à laquelle la chaleur se propage dans un corps par unité de section est proportionnelle à l'opposé du gradient de la température du corps. Sa loi est donnée par :

$$\vec{q}(M,t) = -\lambda \vec{\text{grad}}T \quad [\text{W/m}^2]$$

Le coefficient de proportionnalité,  $\lambda$ , est appelé conductivité thermique du matériau constituant ce corps.

$\vec{\text{grad}}T$  est un vecteur porté par le même axe, mais de sens contraire à  $\vec{q}(M,t)$ , d'où le signe moins de la loi de Fourier.

$\vec{q}(M,t)$  et  $\lambda \vec{\text{grad}}T$  s'expriment en  $\text{W/m}^2$ . Il en résulte que la conductivité thermique,  $\lambda$ , s'exprimera en  $\text{W/m} \cdot \text{K}$ .

## III.2.2. NOTIONS SUR LA CONVECTION

### III.2.2.1. Définition

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction et de l'advection. Elle constitue le mécanisme le plus important de transfert de chaleur entre une surface solide et un liquide ou un gaz en mouvement. Le transfert de chaleur par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du

fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes : la chaleur se propage d'abord par conduction de la surface aux particules fluides adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules fluides. Ces particules se mélangent avec d'autres situées dans la région à basse température pour transférer une partie de leur énergie, sous forme de vibration.

### III.2.2.2. Types de convection

Le transfert de chaleur par convection s'effectue entre un solide et un fluide en mouvement sous l'influence d'une différence de température entre les deux. Lorsque le mouvement du fluide est engendré par un agent externe (pompe ou ventilateur), la convection est de type : **convection forcée**. Le mouvement du fluide peut être provoqué naturellement suite par effet de variation de densité du fluide suite à l'effet de la température, le transfert de chaleur convectif est dit : **convection naturelle** ou **libre**.

Si les deux types de convection co- existent simultanément, cela correspond à la **convection mixte** [25].

### III.2.2.3. Convection naturelle

Dans le processus de convection, la chaleur se propage comme toujours des zones chaudes vers les zones froides par des fluides en mouvement. Lorsque les particules fluides froide, tel que l'eau ou l'air, viennent au contact d'une paroi chaude, une partie de l'énergie de vibration animant les particules superficielles du solide se communique aux particules voisines du fluide. La quantité de chaleur ainsi transmise est proportionnelle à la différence de température entre la paroi solide et le fluide.

Bien entendu, c'est par conduction à travers la matière solide que la chaleur atteint la surface de la paroi et là, le fluide s'échauffe. De nouvelles particules plus froides remplacent continûment les particules ascendantes chaudes par effets de variation de densité sous l'influence de la température. Cela entraîne une agitation permanente du fluide contre la paroi. Lorsque la chaleur est seule responsable de ces mouvements, on appelle ce phénomène : **convection naturelle**.

A l'inverse, lorsqu'un fluide chaud vient au contact d'une paroi froide, ses particules chaudes communiquent une partie de leur énergie de vibration aux particules superficielles de la paroi.

#### III.2.2.4. Convection forcée

Le transfert de chaleur est plus important lorsqu'on accélère la circulation du fluide contre la paroi. Un fluide s'échauffe au contact d'une paroi à température supérieure. Et comme le flux de chaleur en provenance de la paroi est proportionnel à la masse du fluide chauffé, un moyen simple d'accroître le flux transmis est d'éloigner le plus vite possible les molécules du fluide réchauffé et de les remplacer par de nouvelles à basse température.

On appelle ce phénomène **convection forcée**.

#### III.2.2.5. Loi de refroidissement de Newton

Le flux de chaleur transmis par convection, entre une paroi à une température  $T_1$  (température superficielle) et un fluide à température  $T_2$  (température mesurée loin de la paroi), s'écrit sous la forme :

$$\dot{Q} = h_c S (T_1 - T_2)$$

Où :  $h_c$ , est le coefficient d'échange convectif ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ).

#### III.2.2.6. Convection mixte

Elle correspond à la combinaison de la convection forcée et naturelle. L'importance d'un type de convection par rapport à un autre est caractérisée par le rapport :

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{\text{Force d'Archimede}}{\text{force d'inertie}}$$

- Quand :  $\frac{Gr}{Re^2} \geq 16$ , la convection naturelle est dominante ;

- Quand :  $\frac{Gr}{Re^2} \leq 0.1$ , la convection forcée est prédominante ;

- Quand :  $0.1 \leq \frac{Gr}{Re^2} \leq 16$ , la convection est mixte. Le nombre de Nusselt sera calculé pour les deux cas, et l'on choisira la plus grande des deux valeurs.

- **Convection mixte dans une conduite verticale :**

Considérons le cas d'une conduite verticale, soumise à des conditions de température et de vitesse telle qu'elle est le siège de phénomènes de convection mixte.

Deux cas distincts sont à considérer suivant que les forces de poussée d'Archimède sont dans le même sens ou dans le sens opposé à l'écoulement forcé.

Dans le cas où les deux sont dans le même sens : le gradient de pression motrice dû à la convection naturelle et qui peut s'exprimer par la relation :  $\frac{\partial P_m}{\partial x} = g\beta\Delta T$ , s'ajoute au gradient de pression qui génère l'écoulement forcé, on se trouve alors en convection mixte favorable.

Dans le cas contraire, les poussées d'Archimède s'opposent au gradient de la pression motrice de l'écoulement forcé, on est alors en convection mixte défavorable. Dans ce dernier cas, il en résulte souvent des décollements ou des recirculations, en tout cas, des problèmes plus difficiles qu'en convection mixte favorable. Suivant que la paroi est chauffée ou refroidie, et suivant la direction de l'écoulement forcé : vertical, ascendant ou descendant [25].

### III.2.3. RAYONNEMENT

Tous les corps chauds émettent par leur surface de la chaleur, plus ou moins importante, sous forme d'ondes électromagnétiques.

La transmission de chaleur par rayonnement se produit même aux basses températures dès lors que deux corps à des températures différentes sont séparés par un milieu perméable (transparent ou semi-transparent).

Ce mode transfert de chaleur, qui ne nécessite aucun support matériel, solide ou fluide, se produit même dans le vide.

L'énergie reçue par la surface du corps le plus froid se divise en trois parties:

- Une fraction de l'énergie reçue est réfléchié ;
- Une autre fraction traverse le corps ;
- Une troisième fraction enfin est absorbée par le corps et élève sa température [25].

### III.3. ANALYSE DIMENSIONNELLE

L'analyse dimensionnelle ou technique de similitude est largement utilisé en sciences physiques car elle permet de résoudre certains problèmes sans avoir à résoudre d'équations (théorème de Buckingham ou théorème  $P_i$ ).

Lorsque l'on a identifié les grandeurs physiques pertinentes du problème, on peut trouver une formule liant ces grandeurs à une constante multiplicative près. L'analyse dimensionnelle est ainsi une méthode assez puissante permettant, en l'absence d'équations, de déterminer des groupements qui caractérisent une grandeur physique. Elle a cependant des limites :

- elle ne renseigne pas sur la nature profonde du phénomène ;
- elle conduit à des résultats significatifs que si le décompte des grandeurs est exact et complet ;
- elle doit être complétée par une étude expérimentale pour préciser la forme de la relation liant les groupements sans dimension ;
- elle n'est plus applicable lorsque les équations où interviennent les puissances des grandeurs forment un système linéairement indépendant

Pour appliquer l'analyse dimensionnelle il est indispensable de connaître au préalable les variables qui influencent le phénomène, et le succès ou l'échec de la méthode dépend du choix approprié de ces variables. La première étape consiste à choisir un système de dimensions fondamentales. Celles-ci seront :

[L] dimension d'une longueur, [M] dimension d'une masse, [T] dimension d'un temps, [ $\theta$ ] dimension d'une température. A partir de ces dimensions fondamentales toutes les autres grandeurs peuvent être définies [27].

### III.3.1. Nombres sans dimension

#### ▪ Nombre de Nusselt :

C'est le rapport entre le flux thermique de convection et le flux thermique de conduction. Il est défini comme suit :

$$N_u = \frac{h.D}{\lambda}$$

Où :  $N_u$  : désigne le nombre de Nusselt ;

$D$  : une longueur caractéristique ;

$h$  : le coefficient d'échange convectif entre le solide et le fluide ;

$\lambda$  : la conductivité thermique du fluide.

La valeur du nombre de Nusselt dépend des grandeurs caractéristiques, et de son caractère, local ou moyen. Il est important de distinguer, lors de l'utilisation des corrélations, si le coefficient de convection « h » a été défini par rapport à une température de référence fixée, ou à une température de mélange locale.

#### ▪ Nombre de Reynolds :

Le nombre de Reynolds est défini comme étant le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Il caractérise la dynamique des fluides, permettant de prévoir si un écoulement est laminaire ou turbulent. Il est défini par l'expression :

$$R_e = \frac{U.D}{\nu}$$

Si le nombre de Reynolds du système est faible par rapport à une valeur critique,  $R_{ec}$ , l'écoulement est dit laminaire, dans le cas contraire, l'écoulement correspondant turbulent. Cependant un régime transitoire existe entre les deux. A titre d'exemple, pour le cas des conduites :

- $R_{ec} < 2200$ , le régime est considéré laminaire ;

- $R_{ec} > 2500$ , le régime est considéré turbulent ;
- $2200 < R_{ec} < 2500$ , le régime est transitoire.

Il est à noter que le nombre de Reynolds critique dépend fortement de l'état de surface de la conduite.

#### ▪ Nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl est le rapport entre l'épaisseur de la couche limite hydrodynamique et l'épaisseur de la couche limite thermique. Il est donné par l'expression :

$$P_r = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

Où :

$C_p$  : désigne la chaleur spécifique du fluide à pression constante ;

$\mu$  : sa viscosité dynamique ;

$\lambda$  : sa conductivité thermique.

Le nombre de Prandtl permet de quantifier l'efficacité des transferts de quantité de mouvement et d'énergie par diffusion.

- ✓ Pour les gaz,  $P_r \cong 1$
- ✓ Pour un métal liquide,  $P_r \ll 1$

#### ▪ Nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof est le rapport entre l'effet de la flottabilité par force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement, il est défini par :

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TD^3}{\nu^2}$$

Où :  $g$  : est l'accélération de la pesanteur ;

$\beta$  : le coefficient de dilatation ou d'expansion thermique.



$\Delta T$  : l'écart de température ;

$\mu$  : la viscosité cinématique.

Le nombre de Grashof joue un rôle similaire au nombre de Reynolds,  $Re$ , en convection forcée. Lorsque ce nombre est faible, la convection naturelle peut être négligée.

Dans ce type de convection, le nombre de Nusselt est exprimé en fonction des nombres de Grashof et Prandtl par:

$$N_u = B (G_r \cdot P_r)^n$$

Où : B et n, sont des constantes qui dépendent de la géométrie et du type d'écoulement [27].

\* Pour l'écoulement laminaire :

$$N_u = 0.54 \cdot (G_r \cdot P_r)^{1/4}$$

Pour l'écoulement turbulent

$$N_u = 0.14 \cdot (G_r \cdot P_r)^{1/3}$$

#### ▪ Nombre de Rayleigh :

Le nombre de Rayleigh,  $R_a$ , regroupe les nombres de Prandtl et Grashof et est donné par :

$$R_a = \frac{\alpha \cdot g \cdot \Delta T \cdot D^3}{\nu \cdot \lambda} = P_r \cdot G_r$$

Sa valeur caractérise le régime d'écoulement, laminaire ou turbulent, en convection naturelle.

Les régimes d'écoulement par convection naturelle, caractérisé par le Rayleigh, sont donnés par :

\*  $R_a < 10^3$  : le transfert de chaleur est purement conductif (la convection est négligeable) ;

- $10^3 < R_a < 10^9$  : le transfert s'effectue en convection libre laminaire ;

- $R_a > 10^9$  : le transfert s'effectue en régime turbulent.

Pour définir le mode de convection et le type d'écoulement on utilise le critère de Richardson,  $R_i$ . Le tableau III. 1 montre ces modes ainsi que le nombre de Richardson correspondant.

**Tableau (III.1) :** Modes de convection et types d'écoulements [27].

Nombre de Richardson	Mode de convection	Écoulement Laminaire	Écoulement turbulent
$R_i = \frac{G_r}{R_e^2} < 0.1$	Convection <b>forcée</b>	$R_e < 5.10^4$	$R_e > 5.10^4$
$R_i = \frac{G_r}{R_e^2} > 16$	Convection <b>libre</b>	$G_r < 10^8$	$G_r > 10^8$

#### ▪ Nombre de Peclet :

C'est le rapport entre l'énergie convective et diffusive par conduction. Il est donné par l'expression :

$$P_e = \frac{\rho.C_p.U.D}{\lambda} = Re. Pr$$

### III.4. TYPES D'ÉCOULEMENT

Pour étudier la transmission de la chaleur par convection, il faut connaître le mécanisme de mouvement de fluide avant d'examiner celui de l'écoulement de la chaleur. Deux modes importants à l'étude de l'hydrodynamique sont à définir, les régimes d'écoulement, laminaire ou turbulent.

#### III.4.1. Régime laminaire

Le régime d'écoulement dit laminaire est caractérisé par un mouvement ordonné des particules fluides et par des échanges de nature moléculaire. Pour le cas des conduites les filets fluides sont parallèles et étroits sur toute la longueur du tube et

la répartition des vitesses dans la conduite est parabolique, la vitesse maximale est sur l'axe de conduite tandis qu'elle est nulle sur les parois. La figure III.1 montre le profil de vitesse parabolique caractérisant l'écoulement laminaire dans une conduite.

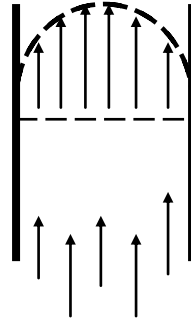


Figure III.1. Profil de vitesse pour le régime laminaire.

### III.4.2. Régime turbulent

Le régime turbulent, quant à lui, est caractérisé par un mouvement désordonné des particules fluides, un mouvement aléatoire et tourbillonnaire. Les échanges ne sont pas de nature moléculaire. Les vitesses s'expriment par la somme des grandeurs moyennes et fluctuantes. La figure III.2 montre le profil de vitesse aplati en écoulement turbulent dans une conduite.

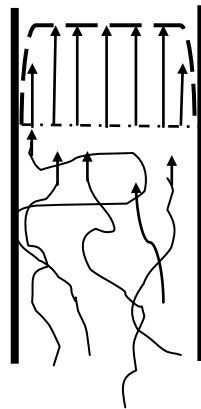


Figure III.2. Profil de vitesse pour le régime turbulent.

### III.5. COUCHE LIMITE

La couche limite est une zone de fluide à l'interface avec un corps solide où les milieux échangent de la quantité de mouvement, de la masse ou de l'énergie. L'étude

des écoulements au voisinage des parois donc dans les zones dites de couches limites, est un élément très important en mécanique de fluide.

Les forts gradients de vitesse et de températures, se localisant au voisinage des parois correspondent à des couche minces dites respectivement : couche limite dynamique et couche limite thermique [27]. La figure III.3 ci-dessous, montre le développement de la couche limite dynamique, en écoulement interne, en régimes établi et non établi.

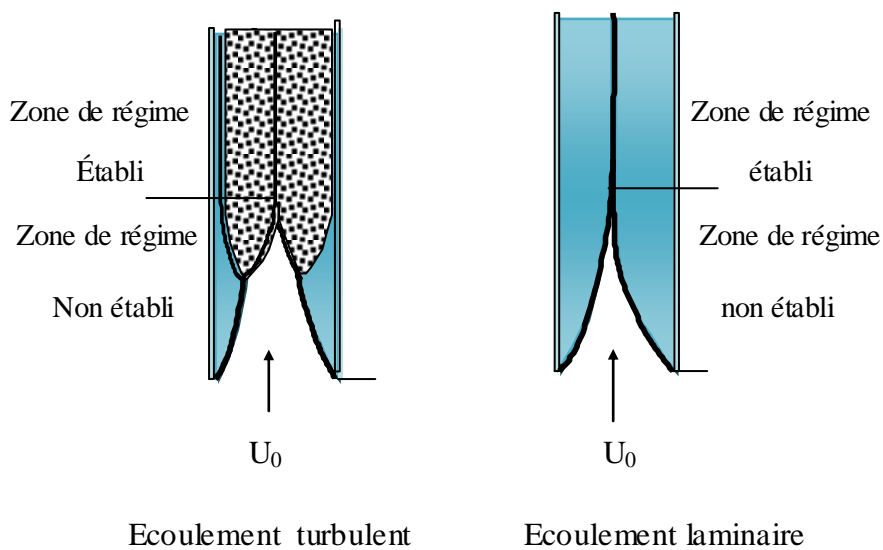


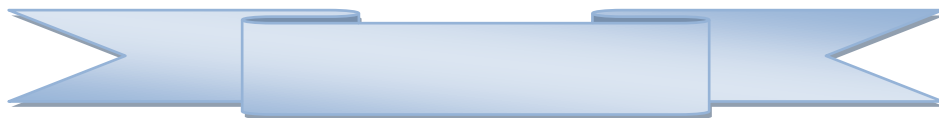
Figure (III.3). Développement de la couche limite dans une conduite.



# **CHAPITRE IV**

## *Modélisation*

## *Mathématique*



## IV.1.INTRODUCTION

L'objectif de ce chapitre est relatif à la modélisation mathématique d'un problème de ventilation passive à base de cheminée solaire par la détermination des distributions de températures de la surface du mur absorbant, du vitrage et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée ainsi que le taux de renouvellement d'air.

La figure IV.1 ci-dessous montre la représentation schématique d'un système de ventilation passive à base de cheminée solaire. La cheminée solaire se présente comme étant un dispositif pratique et efficace pour la ventilation passive de l'espace.

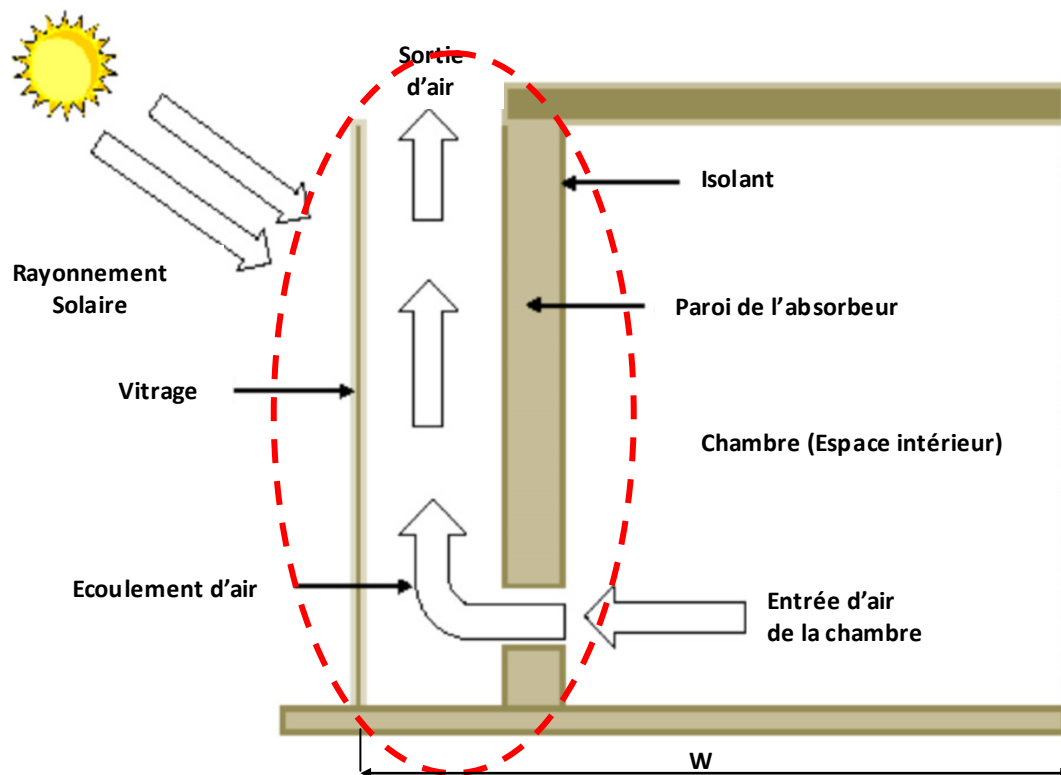


Figure IV.1. Représentation schématique d'un système de ventilation passive.

Elle consiste en un dispositif de ventilation d'air composé de vitrage, de mur absorbant et d'ouvertures par les parties inférieure et supérieure d'un canal qui constitue la cheminée. L'effet du rayonnement thermique sur le vitrage et l'absorbant permet la génération du gradient thermique responsable du mouvement d'air dans la cheminée. La différence principale entre le système de ventilation et le mur trombe réside essentiellement dans l'épaisseur de l'absorbant, qui, dans le cas du mur trombe est importante car elle sera destinée au stockage thermique.

## IV.2. MODELES, PHYSIQUE ET MATHEMATIQUE

### IV.2.1. Modèle physique:

La figure IV.2 montre le modèle physique utilisé dans cette étude. Il représente le détail de la figure IV.1, schématisé par l'ellipse rouge en pointillé.

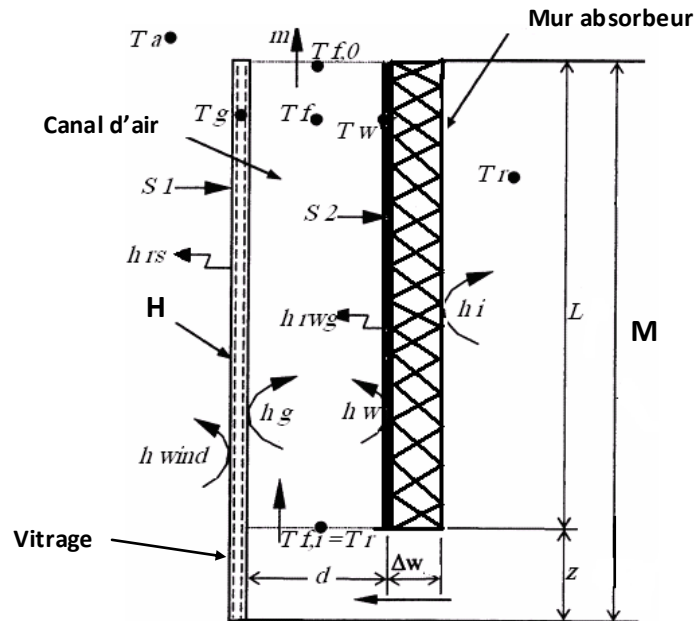


Figure IV.2. Modèle physique utilisé.

Le réseau de résistances thermiques pour le modèle physique considéré est montré en figure IV. 3.

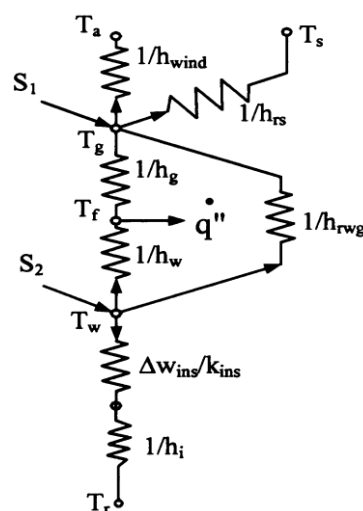


Figure IV.3. Réseau thermique pour la cheminée solaire.

Le modèle consiste en une cheminée solaire avec une entrée d'air par son ouverture inférieure à une température d'admission ( $T_{f,i}$ ). L'air chaud s'écoule par la partie supérieure de la cheminée à une température de sortie ( $T_{f,o}$ ). Les parois de la cheminée sont constituées par le vitrage à la partie gauche et l'absorbeur à la partie droite.

#### IV.2.2. Modèle Mathématique :

Le modèle mathématique établi est basé sur des bilans thermiques au niveau du vitrage, sur la paroi interne de la cheminée et le long de l'écoulement d'air. Les hypothèses de base utilisées sont :

- La température d'entrée d'air dans la cheminée est supposée uniforme et égale à celle de la chambre ;
- Les températures de surface de l'absorbeur et du vitrage sont supposées uniformes ;
- Les forces de frottements d'air aux parois de la cheminée sont supposées négligeables comparativement aux forces de pression d'air générées par le gradient thermique ;
- Les capacités de stockage du vitrage et de l'absorbeur sont supposées négligeables.

##### IV.2.2.1. Bilan énergétique sur le vitrage

Le bilan thermique au niveau du vitrage (figure IV.3) permet d'écrire :

$$S_l A_g + U_t A_g (T_a - T_g) = h_g A_g (T_g - T_f) + h_{r w g} A_w (T_g - T_w) \quad (\text{IV.1})$$

Où :  $U_t$  est le coefficient d'échange global entre le vitrage et l'ambiance, donné par :

$$U_t = h_{wind} + h_{rs} \quad (\text{IV.2})$$

Le coefficient de transfert thermique convectif,  $h_{wind}$ , est relatif au milieu ambiant. Il est donné par l'expression [21]:

$$h_{wind} = 2.8 + 3.V_w \quad (\text{IV.3})$$

Où :  $V_w$ , est la vitesse de l'air du milieu ambiant.



Le coefficient de transfert thermique radiatif,  $h_{rs}$ , entre la surface du vitrage et le ciel s'exprime par :

$$h_{rs} = \frac{\sigma \varepsilon_g (T_g + T_s)(T_g^2 + T_s^2)(T_g - T_s)}{(T_g - T_a)} \quad (IV.4)$$

La température du ciel,  $T_s$ , est exprimée par :

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (IV.5)$$

Le rayonnement solaire absorbé par le vitrage est donné par :

$$S_l = \alpha_l H \quad (IV.6)$$

Le coefficient de transfert thermique radiatif,  $h_{rwg}$ , entre l'absorbeur et le vitrage s'exprime par :

$$h_{rwg} = \frac{\sigma (T_g^2 + T_w^2)(T_g - T_w)}{\left( \frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1 \right)} \quad (IV.7)$$

Le coefficient de transfert thermique convectif,  $h_g$ , entre le vitrage et l'air du canal est donné par [22]:

$$h_g = \frac{Nu K_f}{L_g} \quad (IV.8)$$

Avec :  $Nu = 0.60 (G_{rx} \cos \theta P_r)^{0.2}$  et  $G_r = g \beta_f \Delta T L_g^3 / \nu_f^2$

La conductivité thermique de l'air est donnée par :

$$K_f = 0.00263 + 0.000074.(T_f - 300) \quad (IV.9)$$

#### IV.2.2.2. Bilan énergétique pour l'air

Le bilan énergétique sur la colonne d'air du canal donne :

$$q'' = h_w A_w (T_w - T_f) + h_g A_g (T_g - T_f) \quad (IV.10)$$

Pour la longueur,  $L$ , du mur- absorbeur, le gain utile de la chaleur peut être calculé par:

$$q'' = \dot{m} C_{p,a} (T_{f,0} - T_{f,i}) \quad (\text{IV.11})$$

Où :  $\dot{m}$  et  $C_{p,a}$ , désignent respectivement le débit massique et la chaleur spécifique de l'air.

La température moyenne de l'air s'écoulant dans la cheminée est :

$$T_f = \gamma T_{f,0} + (1 - \gamma) T_{f,i} \quad (\text{IV.12})$$

Le coefficient,  $\gamma$ , est déterminé expérimentalement [6, 7] ; il est égal à 0.74. De plus, la température  $T_{f,i}$  a été prise égale à la température ambiante,  $T_r$ . D'où :

$$q'' = \frac{\dot{m} C_{p,a} (T_f - T_r)}{\gamma} \quad (\text{IV.13})$$

En remplaçant la relation (IV.13) dans (IV.10), on aura :

$$h_g A_g T_g - \left( \frac{h_g A_g + h_w A_w + \dot{m} C_{p,a}}{\gamma} \right) T_f + h_w A_w T_w = - \left( \frac{\dot{m} C_{p,a}}{\gamma} \right) T_r \quad (\text{IV.14})$$

Le débit massique d'air dans la cheminée [3, 11] est donné par l'expression :

$$\dot{m} = C_d \frac{\rho_{f,0} A_0}{\sqrt{(1 + A_r)}} \sqrt{\frac{2gL (T_f - T_r)}{T_r}} \quad (\text{IV.15})$$

La valeur du coefficient  $C_d$  est prise égale à 0.57 [11].

Le coefficient de transfert thermique convectif entre le mur absorbeur et le canal d'air est :

$$h_w = \frac{Nu.K_f}{L_w} \quad (\text{IV.16})$$

La viscosité dynamique du fluide est exprimée par :

$$\mu_f = [1.846 + 0.00472 (T_f - 300)].10^{-5} \quad (\text{IV.17})$$

La masse volumique du fluide est :

$$\rho_f = 1.1614 - 0.00353 (T_f - 300) \quad (\text{IV.18})$$

La chaleur spécifique du fluide est donnée par :

$$C_{p,a} = [1.007 + 0.00004 (T_f - 300)] * 10^3 \quad (\text{IV.19})$$

Le coefficient de dilatation volumique dans le canal d'air est exprimé par :

$$\beta = 1 / T_f \quad (\text{IV.20})$$

### IV.2.2.3. Bilan énergétique sur l'absorbeur

Le bilan énergétique sur l'absorbeur (figure IV.3) permet d'écrire :

$$-h_{rvg} A_w T_g - h_w A_w T_f + (h_w A_w + h_{rwg} A_w + U_b A_w) T_w = S_2 A_w + U_b A_w T_r \quad (\text{IV.21})$$

Le coefficient d'échange global du panneau isolant, situé sur la partie arrière du mur absorbeur s'exprime par :

$$U_b = \frac{K_{ins}}{\Delta W_{ins}} \quad (\text{IV.22})$$

Le flux radiatif absorbé par le mur absorbeur est :

$$S_2 = \tau \alpha_2 H \quad (\text{IV.23})$$

## IV.3. PARAMETRES CARACTERISTIQUES DE LA CHEMINEE SOLAIRE

### IV.3.1. Distributions de températures sur l'absorbeur, le vitrage et le long du canal d'air

Les distributions de températures  $T_g$ ,  $T_w$  et  $T_f$ , respectivement sur le vitrage, l'absorbeur et le long du canal d'air sont déterminées moyennant la résolution du système d'équations relatif aux bilans thermiques autour de ces différents organes qui composent la cheminée solaire. Le système d'équations (IV.24) est composé des relations (IV.1), (IV.14) et (IV.21) :

$$\left\{ \begin{array}{l} S_1 A_g + U_t A_g T_a = (h_g A_g + h_{rwg} A_w + U_t A_g) T_g - h_g A_g T_f - h_{rwg} A_w T_w \\ h_g A_g T_g - \left( \frac{h_g A_g + h_w A_w + \dot{m} C_{p,a}}{\gamma} \right) T_f + h_w A_w T_w = - \left( \frac{\dot{m} C_{p,a}}{\gamma} \right) T_r \\ h_{rwg} A_w T_g - h_w A_w T_f + (h_w A_w + h_{rwg} A_w + U_b A_w) T_w = S_2 A_w + U_b A_w T_r \end{array} \right. \quad (IV.24)$$

### IV.3.2. Débit massique d'air à travers la cheminée :

Le débit massique d'air traversant la cheminée est donné par la relation (IV.15) sous la forme :

$$\dot{m} = C_d \frac{\rho_{f,0} A_0}{\sqrt{(1+A_r)}} \sqrt{\frac{2gL(T_f - T_r)}{T_r}} \quad (IV.25)$$

La vitesse d'écoulement d'air dans la cheminée est exprimée par :

$$v_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_0} \quad (IV.26)$$

### IV.3.3. Efficacité instantanée:

L'efficacité instantanée du gain énergétique à travers la cheminée solaire est donnée par :

$$\eta_i = \frac{\dot{m} C_{p,a} (T_{f,0} - T_{f,i})}{WMH} \times 100\% \quad (IV.27)$$

### IV.3.4. Taux de renouvellement d'air (ACH):

Il est défini comme étant le rapport du débit volumique de l'air au volume de la chambre. Cette expression est connue sous l'appellation, ACH (air change per hour). Ce paramètre est défini par, ASHRAE, par l'expression :

$$ACH = \frac{Q_v * 3600}{\text{Volume Total de chambre}} \quad (IV.28)$$

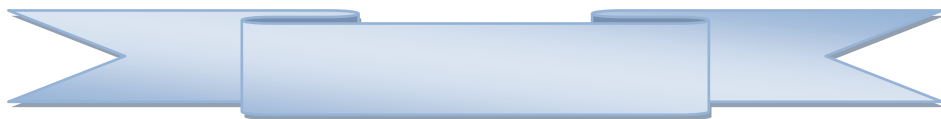
Les équations (IV.6), (IV.14), (IV. 24) à (IV.28) ont été résolues numériquement en utilisant un processus itératif avec coefficient de relaxation. Les détails des processus de calcul sont montrés par l'organigramme donné au chapitre V.



# **CHAPITRE V**

*Résolution*

*Numérique*



## V.1.INTRODUCTION

Les problèmes relatifs aux écoulements de fluides avec transfert de chaleur sont régis par des équations basées sur les bilans de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Ces bilans sont traduits mathématiquement par des équations de transport, écrites sous une forme condensée sous la forme générale d'une équation de convection- diffusion avec terme source.

Dans la majorité des phénomènes de convection thermique, les méthodes numériques utilisées dans la simulation sont les différences finies, les éléments finis ou les volumes finis. Ces méthodes ont connu un essor considérable depuis leurs mises en œuvre et d'importantes recherches ont été entreprises pour améliorer la discrétisation des équations et optimiser la résolution des équations.

Le but des méthodes numériques est relatif à la transformation des équations mathématiques assez complexes, souvent non linéaires, en des équations algébriques calculables avec des bonnes approximations [28].

## V.2.PRESENTATION DE LA METHODE DES VOLUMES FINIS

La méthode des volumes finis est caractérisée par son avantage à satisfaire les lois de bilans de conservation (masse, quantité de mouvement et énergie) dans tous les volumes de contrôle ainsi dans tout le domaine de calcul. Elle facilite la linéarisation des termes non linéaires dans les équations de conservation telle que le terme source par exemple. La méthode consiste à partager le domaine de calcul en plusieurs volumes, où chaque volume entoure un nœud. En utilisant différents schémas d'approximations, on peut intégrer les termes des équations différentielles gouvernantes sur chaque volume de contrôle, où les valeurs et les quantités sont stockées aux nœuds du volume de contrôle.

Les équations algébriques ainsi déduites produites expriment la conservation des quantités pour le volume de contrôle et pour tout le domaine de calcul.

### V.2.1. Maillage

Le volume de contrôle est montré par la figure (V-1). Pour un nœud principal P, les points E et W (E = Est, W = Ouest) sont des voisins dans la direction X, tandis que N et S (N = Nord, S = Sud) sont ceux dans la direction Y. Le volume de contrôle entourant P est montré par la ligne discontinue. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction X, n et s dans la direction Y [28].

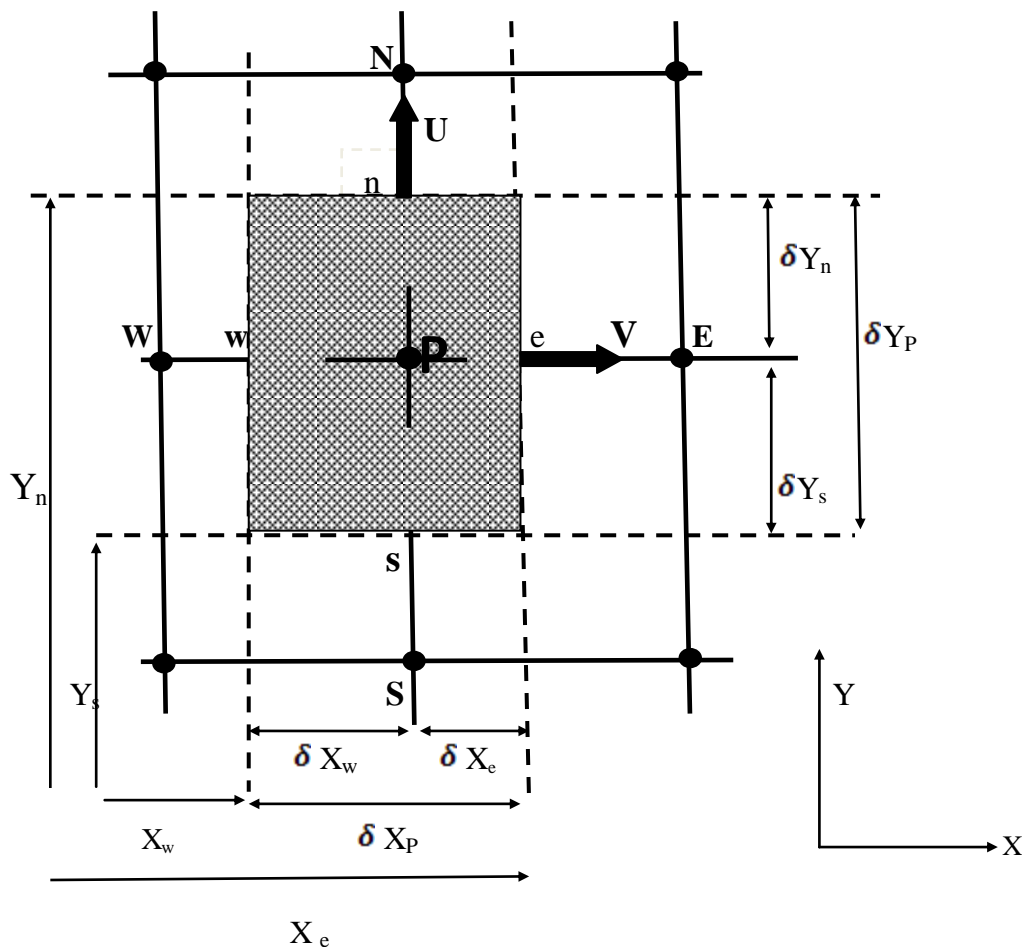


Figure (V.1): Volume de contrôle principal dans un maillage bidimensionnel.

- ❖ Les variations de la vitesse et de la température près de la paroi sont importantes, un maillage raffiné à ce niveau est utilisé (voir fig. (V-2)).



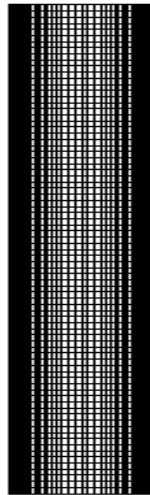


Figure (V.2). Maillage du domaine de calcul utilisé.

**\* Stockage des variables et maillage décalé :**

Les grandeurs scalaires (P, T) sont stockées aux nœuds des mailles, par contre les composantes de vitesse axiale U et radiale V sont localisées respectivement aux faces n et e de volume de contrôle.

Si le volume de contrôle de la composante longitudinale U est décalé suivant la direction Y par rapport au volume de contrôle principale, celui de la composante transversale V est décalé suivant la direction X, le maillage est dit maillage décalé.

Ce type de maillage permet une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression ainsi qu'une stabilisation numérique de la solution [28].

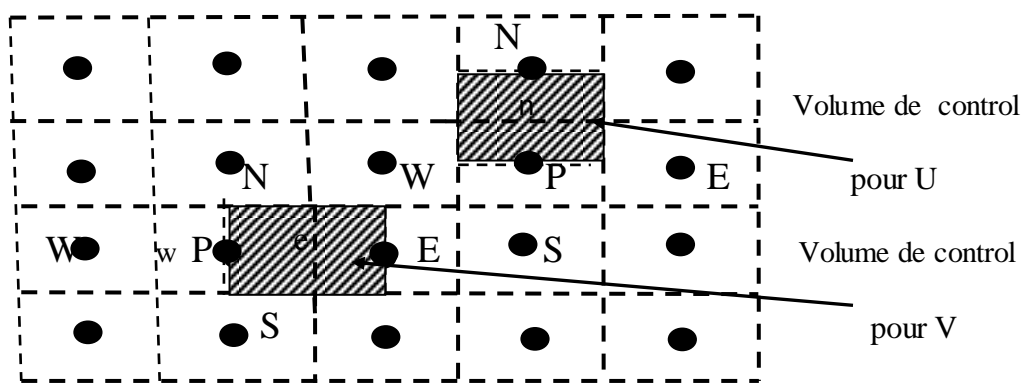


Figure V.3. Schéma du maillage décalé.

### V.2.2. Discrétisation des équations de transport :

On a vu au chapitre précédent les équations de conservations présentées sous une forme générale, permet de ne pas réitérer le travail de discrétisation pour chaque équation, la solution de ces équations donne les valeurs de P, T et des vitesses U et V aux différentes positions du domaine ou ont été stockées ces valeurs.

Si on note  $\Phi$  la variable étudiée, chacun des équations peut être réduite à une seule équation générale de convection –diffusion selon la forme :

$$\frac{\partial}{\partial x} (\mathbf{J}_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\mathbf{J}_y) = S_\Phi. \quad (\text{V-1})$$

Avec :

$$\mathbf{J}_x = (\rho U \Phi) - \left( \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)$$

$$\mathbf{J}_y = (\rho V \Phi) - \left( \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right)$$

Où :  $\mathbf{J}_x$  et  $\mathbf{J}_y$  sont les flux totaux (convection et diffusion) par unité de surface dans les directions X et Y.

$$\underbrace{\int_s^e \int_w^e \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\mathbf{J}_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\mathbf{J}_y) \right] dx dy}_{\text{I}} = \underbrace{\int_s^e \int_w^e S_\Phi dx dy}_{\text{II}} \quad (\text{V-2})$$

I : le terme convectif et diffusif

II : le terme source.

L'évaluation des différentes intégrales de l'équation de transport demande que l'on fasse un certain nombre d'approximations de façon à former un système d'équations algébriques linéaires liant entre elles les valeurs de la fonction  $\Phi$ , pour obtenir la solution dans chaque point de maillage par une méthode numérique convenable, on considère les deux hypothèses suivantes :

- Les composantes de vitesse U et V dans les deux directions ainsi que la diffusivité  $\Gamma_{\Phi}$ , sont supposées constantes sur chaque face de volume de contrôle.
- La variable généralisée  $\Phi$  varie linéairement entre les nœuds principaux, dans les deux directions.

### V.2.3. Intégration du flux total :

En intégrant le terme I (convectif et diffusif) de l'équation (V-2) pour tout le volume de contrôle :

$$I = (\mathbf{J}_e \cdot a_e - \mathbf{J}_w \cdot a_w) + (\mathbf{J}_n \cdot a_n - \mathbf{J}_s \cdot a_s) \quad (V-3)$$

Les  $a_e, a_w, a_s, a_n$  sont les Aires est, Ouest, nord et sud des faces de volume de contrôle.

$$\left. \begin{aligned} a_e &= \int_s^n (X_e dy) \\ a_w &= \int_s^n (X_w dy) \\ a_n &= \int_w^e (Y_n dx) \\ a_s &= \int_w^e (Y_s dx) \end{aligned} \right\} \quad (V-4)$$

$\mathbf{J}_e, \mathbf{J}_w, \mathbf{J}_n$  et  $\mathbf{J}_s$  sont les flux totaux à travers les faces est, ouest, nord et sud du volume de contrôle.

$$\mathbf{J}_e = (V \cdot \Phi)_e - \left( \Gamma_{\Phi} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_e, \quad \mathbf{J}_w = (V \cdot \Phi)_w - \left( \Gamma_{\Phi} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_w$$

$$\mathbf{J}_n = (U \cdot \Phi)_n - \left( \Gamma_{\Phi} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right)_n, \quad \mathbf{J}_s = (U \cdot \Phi)_s - \left( \Gamma_{\Phi} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right)_s$$

### V.2.4 Linéarisation du terme source :

En intégrant le terme II (terme source) de l'équation (V-2) pour tout le volume de contrôle :

$$\Pi = \overline{S_\Phi} \cdot \Delta V \quad (\text{V-5})$$

$\overline{S_\Phi}$  : La source moyenne ,  $\Delta V$  : le volume de volume élémentaire

Le terme source linéaire est écrit sous la forme suivant :

$$\overline{S_\Phi} = S_c + S_p \cdot \Phi_p \quad (\text{V-6})$$

$S_c$  : la partie constante de  $\overline{S_\Phi}$  qui ne dépend pas de  $\Phi_p$

$S_p$  : le coefficient de  $\Phi_p$  ( $S_p < 0$  la solution soit numériquement et convergée rapidement).

Donc l'équation (V-5) devient :

$$(\mathbf{J}_e \cdot \mathbf{a}_e - \mathbf{J}_w \cdot \mathbf{a}_w) + (\mathbf{J}_n \cdot \mathbf{a}_n - \mathbf{J}_s \cdot \mathbf{a}_s) = \overline{S_\Phi} \cdot \Delta V \quad (\text{V-7})$$

### V.2.5. Discrétisation spatial :

#### ▪ Discrétisation de l'équation de continuité :

Pour  $\Phi = 1$  et  $\overline{S_\Phi} = 0$  l'équation (V-7) donne :

$$(\mathbf{V} \cdot \mathbf{a})_e - (\mathbf{V} \cdot \mathbf{a})_w + (\mathbf{U} \cdot \mathbf{a})_n - (\mathbf{U} \cdot \mathbf{a})_s = 0 \quad (\text{V-8})$$

Avec :

$(\mathbf{V} \cdot \mathbf{a})_e = F_e$  ,  $(\mathbf{V} \cdot \mathbf{a})_w = F_w$  ,  $(\mathbf{U} \cdot \mathbf{a})_n = F_n$  ,  $(\mathbf{U} \cdot \mathbf{a})_s = F_s$  : sont les flux convectif à travers les faces e, w, n et s du volume de contrôle.

#### ▪ Discrétisation finale des équations de conservation :

On prend l'équation (V-8) et en multipliant par  $\Phi_p$  et en lui soustrayant l'équation (V-7) on trouve :

$$(\mathbf{J}_e \cdot \mathbf{a}_e - F_e \cdot \Phi_p) - (\mathbf{J}_w \cdot \mathbf{a}_w - F_w \cdot \Phi_w) + (\mathbf{J}_n \cdot \mathbf{a}_n - F_n \cdot \Phi_n) - (\mathbf{J}_s \cdot \mathbf{a}_s - F_s \cdot \Phi_s) = \overline{S_\Phi} \cdot \Delta V \quad (\text{V-9})$$

La forme des termes entre parenthèses de l'équation (V-9) est comme suit :

$$\begin{aligned}
 \mathbf{J}_e \cdot a_e - F_e \cdot \Phi_p &= A_E (\Phi_p - \Phi_E) \\
 \mathbf{J}_w \cdot a_w - F_w \cdot \Phi_p &= A_w (\Phi_w - \Phi_p) \\
 \mathbf{J}_n \cdot a_n - F_n \cdot \Phi_p &= A_n (\Phi_p - \Phi_N) \\
 \mathbf{J}_s \cdot a_s - F_s \cdot \Phi_p &= A_s (\Phi_s - \Phi_p)
 \end{aligned}
 \tag{V-10}$$

On remplace ces relations dans l'équation (V-9) on obtient :

$$\mathbf{A}_P \cdot \Phi_P = \mathbf{A}_E \cdot \Phi_E + \mathbf{A}_W \cdot \Phi_W + \mathbf{A}_N \cdot \Phi_N + \mathbf{A}_S \cdot \Phi_S + \mathbf{b} \quad .
 \tag{V-11}$$

Avec :

$$\mathbf{A}_E = D_e \cdot \mathbf{A}(|P_e|) + \|\mathbf{-F}_e, \mathbf{0}\|$$

$$\mathbf{A}_W = D_w \cdot \mathbf{A}(|P_w|) + \|\mathbf{-F}_w, \mathbf{0}\|$$

$$\mathbf{A}_N = D_n \cdot \mathbf{A}(|P_n|) + \|\mathbf{-F}_n, \mathbf{0}\|$$

$$\mathbf{A}_S = D_s \cdot \mathbf{A}(|P_s|) + \|\mathbf{-F}_s, \mathbf{0}\|$$

$$\mathbf{b} = S_c \cdot \Delta V$$

$$\mathbf{A}_P = \mathbf{A}_E + \mathbf{A}_W + \mathbf{A}_N + \mathbf{A}_S - S_p \cdot \Delta V$$

La notion  $\|\mathbf{A}, \mathbf{B}\|$  désigne le max (A, B)

$D_i$  (i = e, w, n, s) est les coefficients de diffusion :

$$\begin{aligned}
 D_e &= \Gamma_e \cdot \frac{a_e}{(\delta x)_e} \\
 D_w &= \Gamma_w \cdot \frac{a_w}{(\delta x)_w} \\
 D_n &= \Gamma_n \cdot \frac{a_n}{(\delta y)_n}
 \end{aligned}
 \tag{V.12}$$

$$D_s = \Gamma_s \cdot \frac{a_s}{(\delta y)_s}$$

$P_i$  ( $i = e, w, n, s$ )  $P$  est le nombre de Péclet (il représente le rapport entre les forces de convection et de diffusion) défini par :

$$P_e = \frac{F_e}{D_e}, \quad P_w = \frac{F_w}{D_w}, \quad P_n = \frac{F_n}{D_n}, \quad P_s = \frac{F_s}{D_s}$$

### V.2.6. Schémas de discrétisation spatiale:

La discrétisation des équations consistée à approximer la variable généralisée  $\Phi$  sur les interfaces du volume de contrôle, ce dernier se fera avec le choix du schéma de discrétisations approprié. Le rôle de ce schéma intervient pour expliquer comment évaluer les flux de convection sur ce volume après intégration.

Il existe différents schémas de discrétisation proposées par Patankar permettent l'exprimer la fonction  $A(|P|)$  :

- Différence centrées :  $A(|P|) = 1 - 0.5|P|$
- Upwind :  $A(|P|) = 1$
- Hybride :  $A(|P|) = \left\| 0.1 - 0.5|P| \right\|$
- Exponentiel :  $A(|P|) = \frac{|P|}{e^{|P|} - 1}$
- Lois de puissance :  $A(|P|) = \left\| 0, (1 - 0.5|P|)^5 \right\|$

#### A) Schéma de différence centrée :

Pour un schéma de différence centrée on peut calculer les termes convectifs aux faces de volume de contrôle  $\Phi_e$ ,  $\Phi_w$ ,  $\Phi_s$  et  $\Phi_n$  (avec un maillage uniforme) comme suit :

$$\Phi_e = \frac{\Phi_E - \Phi_P}{2}, \quad \Phi_w = \frac{\Phi_P + \Phi_W}{2}, \quad \Phi_s = \frac{\Phi_S - \Phi_P}{2}, \quad \Phi_n = \frac{\Phi_P + \Phi_N}{2}.$$

La fonction  $A |P|$  donnée par :

$$A |P| = 1 - 0.5|P|$$

Après un réarrangement de l'équation on aura les coefficients de l'équation de transport :

$$\begin{aligned} A_E &= D_e \cdot (1 - 0.5|P_e|) + \|-F_e, 0\| \\ A_W &= D_w \cdot (1 - 0.5|P_w|) + \|F_w, 0\| \\ A_N &= D_n \cdot (1 - 0.5|P_n|) + \|-F_n, 0\| \\ A_S &= D_s \cdot (1 - 0.5|P_s|) + \|F_s, 0\| \end{aligned} \quad (V.13)$$

Le  $P$  doit être dans l'intervalle  $[-2, 2]$  et  $S_p \leq 0$  pour que les coefficients soient positifs. L'application de ce schéma n'est avantageée que si  $P \leq 2$ .

#### A) Schéma Upwind (UPS) :

Le schéma de différence centrée ne s'intéresse pas à la direction de l'écoulement, tandis que le schéma Upwind prend en considération la direction de l'écoulement pour déterminer les termes convectifs des faces de volume de contrôle, la valeur convective dans la face de volume de contrôle est égale à celle du nœud.

La fonction  $A|P|$  est donnée par l'équation :

$$A|P| = 1$$

D'où les coefficients sont :

$$\begin{aligned} A_E &= D_e + \|-F_e, 0\| \\ A_W &= D_w + \|F_w, 0\| \end{aligned} \quad (V.14)$$

$$A_N = D_n + \left\| -F_n, 0 \right\|$$

$$A_S = D_s + \left\| F_s, 0 \right\|$$

Ces coefficients de discrétisation de ce schéma sont positifs, ce qui fait que ce schéma est inconditionnellement stable, il introduit une erreur nommée diffusion, et de ce fait il donne une mauvaise représentation du phénomène physique réel.

### B) Schéma de la loi de puissance(PLDS) :

Il existe d'autres schémas d'interpolation comme l'interpolation en loi de puissance (PLDS) (**Power Low differencing schème**), défini par Patankar [Patankar 1980] [28].

Ce schéma prend en compte la valeur à l'interface du volume de contrôle de la variable  $\Phi$ , en utilisant la solution exacte de l'équation de convection – diffusion

La fonction  $A|P|$  est donnée comme suit :

$$A|P| = \left\| 0, (1 - 0.1|P|)^5 \right\|$$

Les coefficients s'écrivent :

$$A_E = D_e \cdot \left\| 0, (1 - 0.1|P|)^5 \right\| + \left\| -F_e, 0 \right\|$$

$$A_W = D_w \cdot \left\| 0, (1 - 0.1|P|)^5 \right\| + \left\| F_w, 0 \right\| \quad (V.15)$$

$$A_N = D_n \cdot \left\| 0, (1 - 0.1|P|)^5 \right\| + \left\| -F_n, 0 \right\|$$

$$A_S = D_s \cdot \left\| 0, (1 - 0.1|P|)^5 \right\| + \left\| F_s, 0 \right\|$$

### C) Schéma Hybrid (UDS) :

Ce schéma est la combinaison des schémas différents centrés et Upwind, mis au point par SPALDING (1972), il est introduit si l'écoulement à dominance convective

$2 \geq P \geq -2$  pour que ces coefficients soient positifs et  $S_p \leq 0$ .



Sa fonction aura la forme :

$$A|P| = \left\| 0.1 - 0.5|P| \right\|$$

Ces coefficients seront :

$$\begin{aligned} A_E &= D_e + \left\| -F_e, D_e - \frac{F_e}{2}, 0 \right\| \\ A_W &= D_w + \left\| F_w, D_w + \frac{F_w}{2}, 0 \right\| \\ A_S &= D_s + \left\| F_s, D_s + \frac{F_s}{2}, 0 \right\| \\ A_N &= D_n + \left\| -F_n, D_n - \frac{F_n}{2}, 0 \right\| \end{aligned} \quad (V.16)$$

#### D) Schéma exponentiel :

Ce schéma est utile pour la résolution analytique d'un problème unidimensionnel permanent de convection – diffusion sans source.

Le calcul de la fonction est prend plus de temps, c'est pour ça ce schéma n'est pas très employé.

$$A(|P|) = \frac{(|P|)}{e^{(|P|)} - 1}$$

Les coefficients ont la forme suivante :

$$A_E = \frac{F_e}{\exp\left(\frac{F_e}{D_e}\right) - 1}, \quad A_W = \frac{F_w}{\exp\left(\frac{F_w}{D_w}\right) - 1}$$

$$A_N = \frac{F_n}{\exp\left(\frac{F_n}{D_n}\right) - 1}, \quad A_S = \frac{F_s}{\exp\left(\frac{F_s}{D_s}\right) - 1} \quad (\text{V.17})$$

### V.2.7. Discrétisation des termes sources :

- **Terme source pour la composante U de la vitesse :**

Sur le volume de contrôle de la composante U (Fig.V.3) on discrétise le terme source :

$$S^U = S_C^U + S_P^U \cdot U_P$$

Avec :

$$S_P^U = 0 \quad (\text{V.18})$$

$$S_C^U = -\frac{\partial P}{\partial Y} + g\beta(T - T_0)$$

L'intégration du terme Source sur le volume de contrôle correspond conduit à :

$$\int_s^e \int_w \left[ \left( -\frac{\partial P}{\partial Y} + g\beta(T - T_0) \right) \right] dXdY = \left[ \frac{P_P - P_S}{\delta Y_s} + g\beta(T_P - T_0) \right] \Delta V \quad (\text{V.19})$$

- **Terme source pour la composante V de la vitesse :**

$$S^V = S_C^V + S_P^V \cdot V_P$$

$$S_P^V = 0 \quad (\text{V.20})$$

$$S_C^V = -\frac{\partial P}{\partial X}$$

L'intégration du terme source sur le volume de contrôle correspond conduit à :

$$\int_s^e \int_w \left[ \left( -\frac{\partial P}{\partial X} \right) \right] dXdY = \left[ \frac{P_P - P_S}{\delta Y_s} \right] \Delta V \quad (\text{V.21})$$

### V.3.COUPLAGE VITESSE-PRESSION

Étant donné le non linéarité des équations de conservation après discrétisation, les calculs doivent faire appel aux méthodes itératives. Pour le couplage pression-vitesse, il existe trois algorithmes de couplage (SIMPLE, SIMPLEC, PISO) dont le premier sera brièvement décrit ci-dessous :

#### V.3.1.Algorithme SIMPLE :

L'algorithme original est écrit par Patankar et Spadling et essentiellement une procédure d'estimation et correction pour calculer la pression dans le maillage décalé. La méthode est illustrée en considérant le cas d'un écoulement bidimensionnel laminaire stationnaire (coordonnées cartésiennes).

Pour initialiser le processus de calcul de SIMPLE le champ de pression  $P^*$  est estimé. Les équations de quantité de mouvement discrétisé sont résolues à partir de l'utilisation de champ de pression estimé pour trouver les composantes de la vitesse  $u^*$  et  $v^*$ , ceci peut être traduire mathématiquement comme suit :

$$\begin{aligned}
 A_n \cdot U_n^* &= \sum A_i \cdot U_i^* + b + a_n \cdot (P_P^* - P_N^*) \Delta X \\
 A_s \cdot U_s^* &= \sum A_i \cdot U_i^* + b + a_s \cdot (P_S^* - P_P^*) \Delta X \\
 A_e \cdot V_e^* &= \sum A_i \cdot V_i^* + b + a_e \cdot (P_P^* - P_E^*) \Delta Y \\
 A_w \cdot U_w^* &= \sum A_i \cdot V_i^* + b + a_w \cdot (P_W^* - P_P^*) \Delta Y
 \end{aligned} \tag{V.22}$$

$i$  : représente l'indice des points autour de  $w$ ,  $e$ ,  $s$  et  $n$

$b$  : contient tout les termes de source de l'équation sauf ceux de pression,

Indice  $*$  désigne des champs estimés de vitesse et de pression.

Comme les vitesses obtenues des équations (V.22) ne satisfont pas l'équation de continuité pour chaque volume de contrôle le résidu massique  $R_m$  est définis par :

$$R_m = U_n^* \cdot a_n - U_s^* \cdot a_s + V_e^* \cdot a_e - V_w^* \cdot a_w$$

Maintenant on définit la correction de pression  $p'$  comme la différence entre le champ de pression correct  $p$  et le champ de pression estimé  $p^*$  :

$$P = P^* + P'$$

Par similarité nous définissons les corrections des vitesses  $U'$  et  $V'$  qui sont reliées aux vitesses correctes  $U$  et  $V$  et les vitesses estimées  $U^*$  et  $V^*$  :

$$U = U^* + U'$$

$$V = V^* + V'$$

Où :  $P'$ ,  $V'$  et  $U'$  sont les corrections de la pression et des vitesses ce qui fait que :

$$U_n = U_n^* + U_n'$$

$$U_s = U_s^* + U_s'$$

$$V_e = V_e^* + V_e' \quad (V.23)$$

$$V_w = V_w^* + V_w'$$

Utilisant les formules de correction de  $P$ ,  $U$  et  $V$ , les équations de quantité de mouvement se réécrivent comme suit :

$$A_n \cdot (U_n^* + U_n') = \sum A_i \cdot (U_i^* + U_i') + b + a_n \cdot (P_P^* + P_P' - P_N^* - P_N') \Delta X$$

$$A_s \cdot (U_s^* + U_s') = \sum A_i \cdot (U_i^* + U_i') + b + a_s \cdot (P_S^* + P_S' - P_P^* - P_P') \Delta X \quad (V.24)$$

$$A_e \cdot (V_e^* + V_e') = \sum A_i \cdot (V_i^* + V_i') + b + a_e \cdot (P_P^* + P_P' - P_E^* - P_E') \Delta Y$$

$$A_w \cdot (V_w^* + V_w') = \sum A_i \cdot (V_i^* + V_i') + b + a_w \cdot (P_W^* + P_W' - P_P^* - P_P') \Delta Y$$

En soustrayant les équations (V.18) des équations (V.20) on obtient :

$$A_n \cdot U_n' = \sum A_i \cdot U_i' + a_n \cdot (P_P' - P_N') \Delta X$$

$$A_s \cdot U_s' = \sum A_i \cdot U_i' + a_s \cdot (P_S' - P_P') \Delta X \quad (V.25)$$

$$A_e \cdot V_e' = \sum A_i \cdot V_i' + a_e \cdot (P_P' - P_E') \Delta Y$$

$$A_w \cdot V_w' = \sum A_i \cdot V_i' + a_w \cdot (P_W' - P_P') \Delta Y$$

A ce point une approximation est faite: les termes  $\sum A_i \cdot U_i'$  et  $\sum A_i \cdot V_i'$  s'annulent pour simplifier les équations de correction de la vitesse (V.25). La négligence de ces termes est l'approximation de l'algorithme de SIMPLE, nous obtenons :

$$\begin{aligned} A_n \cdot U_n' &= a_n \cdot (P_P' - P_N') \Delta X \\ A_s \cdot U_s' &= a_s \cdot (P_S' - P_P') \Delta X \\ A_e \cdot V_e' &= a_e \cdot (P_P' - P_E') \Delta Y \\ A_w \cdot V_w' &= a_w \cdot (P_W' - P_P') \Delta Y \end{aligned} \quad (V.26)$$

D'où les expressions suivantes des valeurs correctes des champs des vitesses :

$$\begin{aligned} U_n &= U_n' + d_n \cdot (P_P' - P_N') \\ U_s &= U_s' + d_s \cdot (P_S' - P_P') \\ V_e &= V_e' + d_e \cdot (P_P' - P_E') \\ V_w &= V_w' + d_w \cdot (P_W' - P_P') \end{aligned} \quad (V.27)$$

Les coefficients de pressions  $d_n$ ,  $d_s$ ,  $d_e$  et  $d_w$  sont définis comme suit :

$$d_n = \frac{a_n}{A_N} \quad , \quad d_s = \frac{a_s}{A_S} \quad , \quad d_e = \frac{a_e}{A_E} \quad , \quad d_w = \frac{a_w}{A_W} \quad .$$

En substituant les équations des vitesses correctes (III.27) dans l'équation de continuité discrétisé, on aboutit à l'équation de correction de pression suivante :

$$A_p \cdot P_P' = A_E \cdot P_E' + A_W \cdot P_W' + A_N \cdot P_N' + A_S \cdot P_S' + b'$$

Avec :

$$\begin{aligned} A_E &= d_e \cdot \Delta X \\ A_W &= d_w \cdot \Delta X \\ A_N &= d_n \cdot \Delta Y \end{aligned} \quad (V.28)$$

$$A_S = d_s \cdot \Delta Y$$

$$A_P = A_E + A_W + A_N + A_S$$

$$b' = (U_s^* - U_n^*) \cdot \Delta Y + (V_w^* - V_e^*) \Delta X$$

### V.3.2. Séquences de l'algorithme SIMPLE :

La séquence des opérations de calcul de la méthode SIMPLE est la suivante:

1. Estimer un champ de pression  $P^*$ .
2. Résoudre les équations de quantité de mouvement pour en tirer les champs de vitesses  $V'$  et  $V^*$ .
3. Résoudre l'équation de correction de pression  $P'$ .
4. Corriger la pression  $P = P' + P^*$ .
5. Corriger les champs de vitesses  $U$  et  $V$  en utilisant les formules de corrections.
6. Prendre le champ  $P$  comme une nouvelle estimation et recommencer la séquence à partir de l'étape 2, jusqu'à la convergence.

### V.3.3. Détails de calcul

#### a). La méthode de sous-relaxation :

A cause de la non linéarité des équations résolues, il est possible, pour atténuer la fluctuation de la solution, de réduire les variations des variables d'une itération à une autre en introduisant une sous-relaxation.

L'équation algébrique s'écrit :

$$A_P \cdot \Phi_P = \sum A_n \cdot \Phi_n + S_c \cdot \Delta V \quad (V.29)$$

Où:

$$\Phi_P = \Phi_P^0 + \left( \frac{\sum A_n \cdot \Phi_n + S_c \cdot \Delta V}{A_P} - \Phi_P^0 \right) \quad (V.30)$$

Avec :

$\Phi_P^0$ : est la valeur de  $\Phi_P$  à l'itération précédente.

Pour amplifier ou atténuer la variation de  $\Phi_P$ , on introduit un facteur de sous – relaxation  $\alpha$  ( $0 < \alpha < 1$ ), on écrit :

$$\Phi_P = \Phi_P^0 + \alpha_{\Phi} \left( \frac{\sum A_n \cdot \Phi_n + S_c \cdot \Delta V}{A_p} - \Phi_P^0 \right) \quad (V.31)$$

Pour éviter la divergence on peut commencer le calcul avec des facteurs de sous – relaxations inférieurs à 0.5, puis les augmenter au fur et mesure que le calcul converge pour accélérer la convergence.

#### b) Critère de convergence :

La résolution numérique des problèmes de type CFD nécessite un processus itératif. Pour apprécier la convergence du processus itératif, des critères de convergence doivent être pris en compte. Ainsi, la convergence du processus itératif est déterminée par le concept de résidu.

Les équations discrétisées sont considérées comme convergées lorsque toutes les équations présentent un résidu inférieur à un seuil normalisé fixé. En plus, le suivi de résidu permet de rendre compte de la façon selon laquelle chaque équation de conservation est équilibrée et donne un aperçu de l'état du processus de résolution.

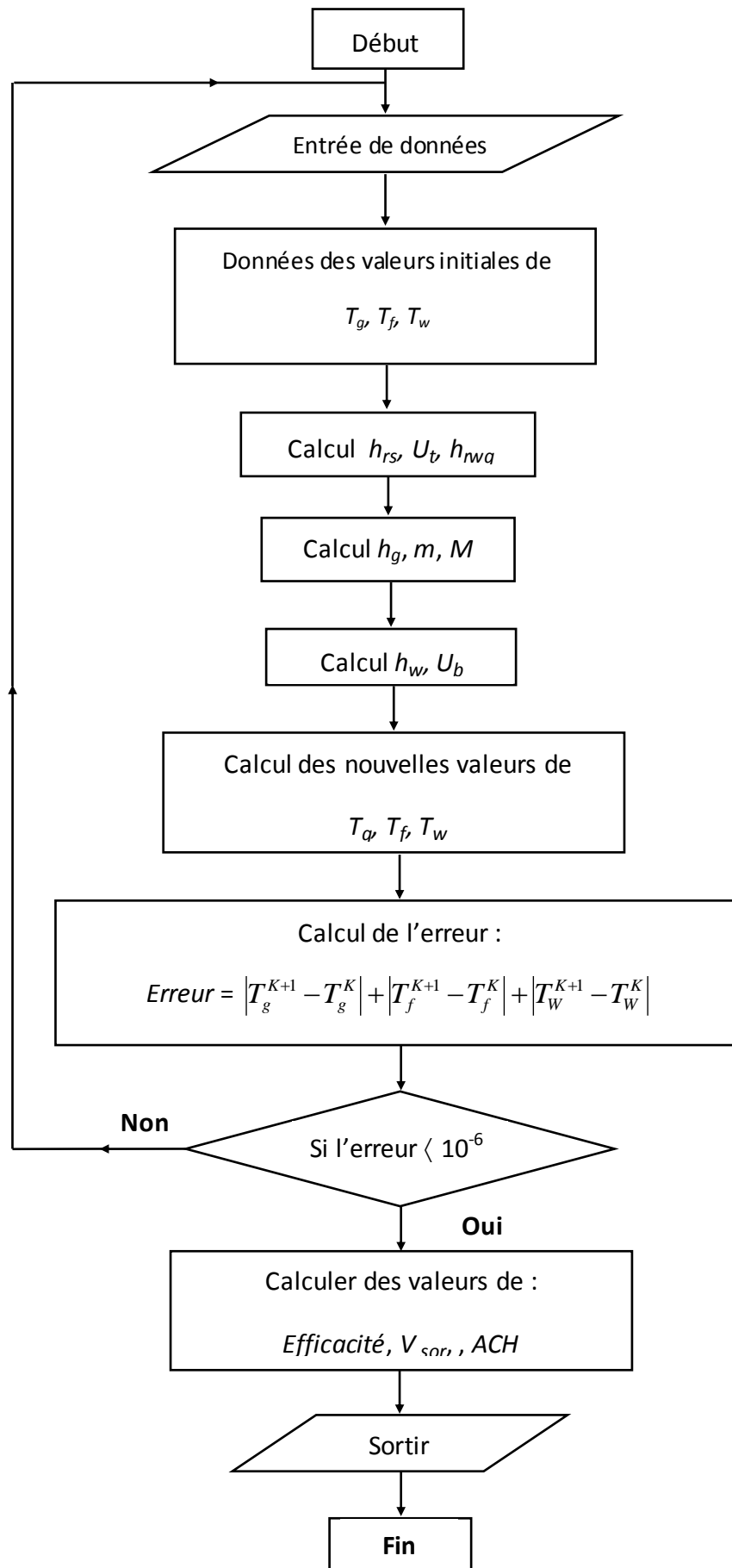
Le résidu est défini par :

$$RESOR = R_{\Phi} = \sum \left| \sum A_n \cdot \Phi_n + b - A_p \Phi_p \right| \quad (V.32)$$

$R_{\Phi}$  est la Somme absolue des résidus correspondant à la variable  $\Phi$  Typiquement, la valeur de résidu normalisé ne doit pas dépasser la valeur fixée pour chaque itération.

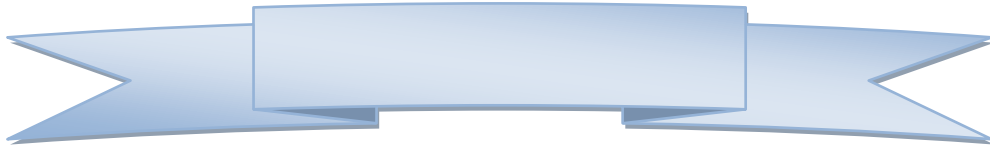
#### V.3.4.Organigramme de calcul

L'organigramme ci- dessous montre les étapes relatives au calcul des distributions de température ainsi que les performances énergétiques de la cheminé



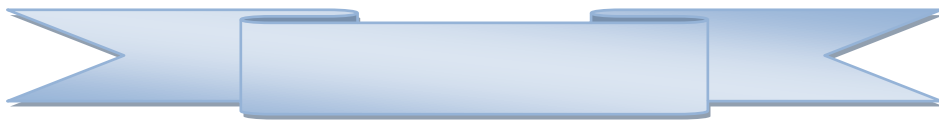
Organigramme. Processus de calcul des performances énergétiques de la cheminée.





# ***CHAPITRE VI***

## ***Résultats et Discussions***

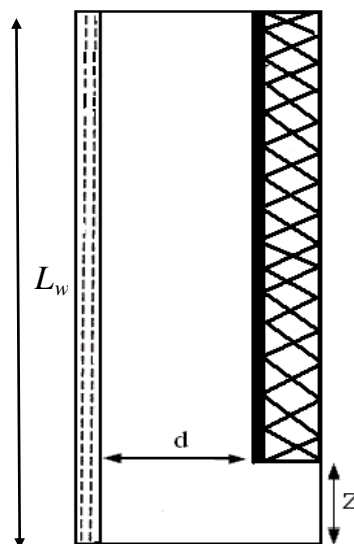


## VI.1. INTRODUCTION

Les bilans thermiques au niveau du vitrage, sur l'absorbeur et le long de l'écoulement d'air ont donné lieu à des équations assez complexes, seules les méthodes numériques permettent de les résoudre. Ainsi, les distributions de températures moyennes de l'absorbeur, du vitrage et le long de l'écoulement d'air dans la cheminée, sont déterminées par la résolution d'un système matriciel, en utilisant un programme de calcul en langage Fortran développé dans le cadre d'étude, par utilisation d'une méthode itérative avec relaxation. Les résultats obtenus ont été comparés à ceux de la littérature [7] et [16].

## VI.2. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Dans ce qui suit, nous présenterons les résultats issus de la simulation numérique du problème relatif au système passif utilisant la cheminée solaire. Les paramètres considérés sont : la hauteur de la cheminée,  $M = 3\text{m}$ , la longueur du capteur  $L_w = 1.87\text{m}$ , l'entrée de la cheminée ( $z/M$ ) prenant les valeurs (0.1, 0.2 et 0.3m). La largeur de la cheminée solaire ( $d/W$ ) prenant les valeurs (0.1, 0.2 et 0.3m) (voir figure (VI. 1)). Les propriétés thermo- physiques du fluide (air) sont supposées constantes.



**Fig. (VI.1) :** Modèle physique de la cheminée solaire utilisée.

Notre travail consiste à étudier les performances énergétiques de la cheminée en fonction des paramètres géométriques et environnementaux. Le site d'Adrar est choisi pour la disponibilité de la banque de données relative au rayonnement solaire et à la température ambiante ainsi que pour son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions du pays.

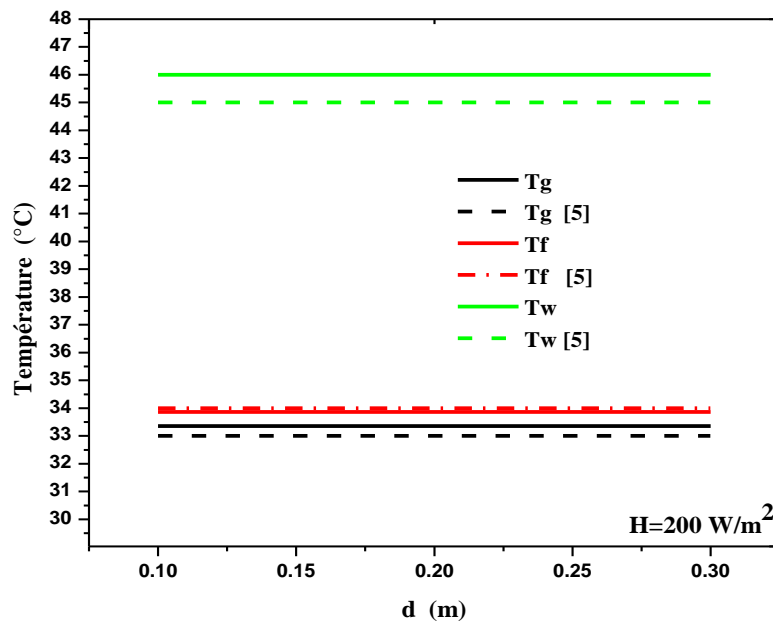
### **VI.3. COMPARAISON ENTRE NOS RESULTATS AVEC CEUX DE LA LITTERATURE**

#### **VI.3.1. Incidence solaire égale à 200 W/m<sup>2</sup> et 650 W/m<sup>2</sup>:**

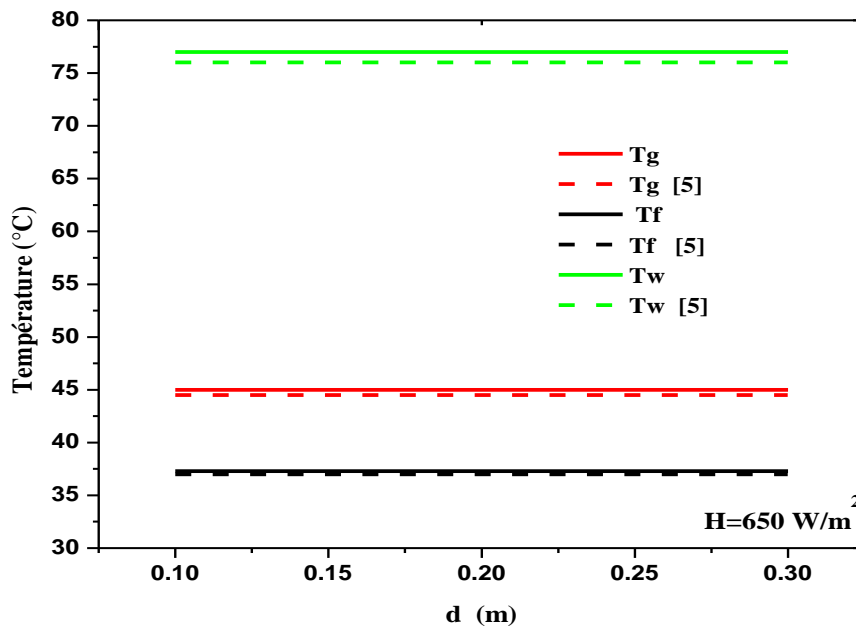
Les figures VI.2 et VI.3 montrent respectivement les distributions de températures moyennes du vitrage, de l'absorbeur et le long du canal d'air en fonction de la largeur de la cheminée,  $d$ , pour  $H=200 \text{ W/m}^2$  et  $H=650 \text{ W/m}^2$ .

On note à première vue que les profils de températures moyennes ne sont pas très influencés par la largeur de la cheminée et qu'un bon accord est observé entre les résultats obtenus par notre programme de calcul et ceux d'Ong et al. [7]. A titre d'indication, pour une intensité solaire de  $200 \text{ W/m}^2$ , la température moyenne du mur absorbeur est d'environ  $46 \text{ }^\circ\text{C}$  pour notre modèle et elle est de  $45^\circ\text{C}$  pour Ong et al. [7].

Pour une intensité  $H=650 \text{ W/m}^2$ , la température moyenne de mur stockeur est d'environ  $77^\circ\text{C}$  pour notre modèle et  $76.5^\circ\text{C}$  pour Ong et al. [7]. Il est à souligner également que la température de l'absorbeur est plus élevée que celle de l'écoulement d'air et du vitrage, ce qui est prévisible, l'absorption du rayonnement thermique élève la température de la paroi du mur absorbeur et contribue à l'élévation de la température de l'air en contact avec ces parois. Plus le rayonnement solaire est important plus cet écart est important aussi.

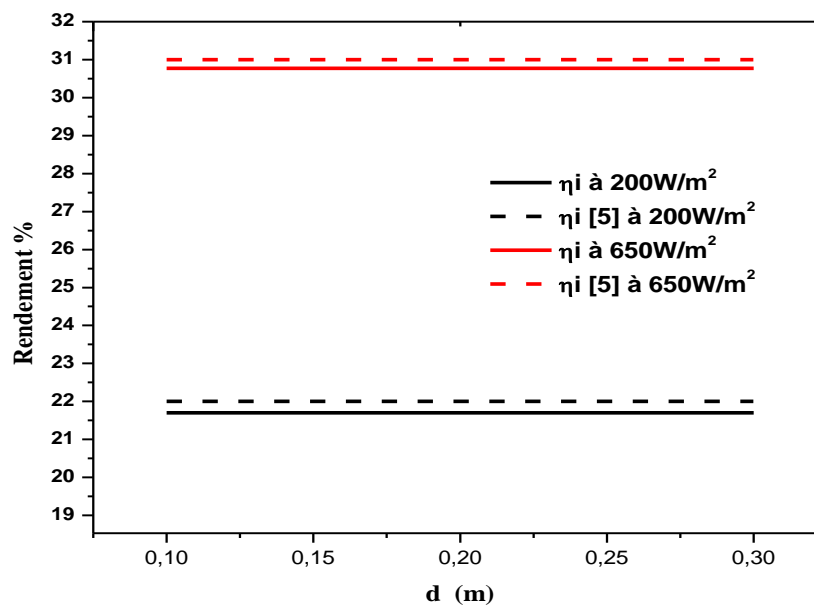


**Fig. (VI.2):** Distributions de températures moyennes du vitrage, de l'absorbeur et le long du canal d'air pour  $H=200 \text{ W/m}^2$ .



**Fig. (VI.3):** Distributions de températures moyennes du vitrage, de l'absorbeur et le long du canal d'air pour  $H=650 \text{ W/m}^2$ .

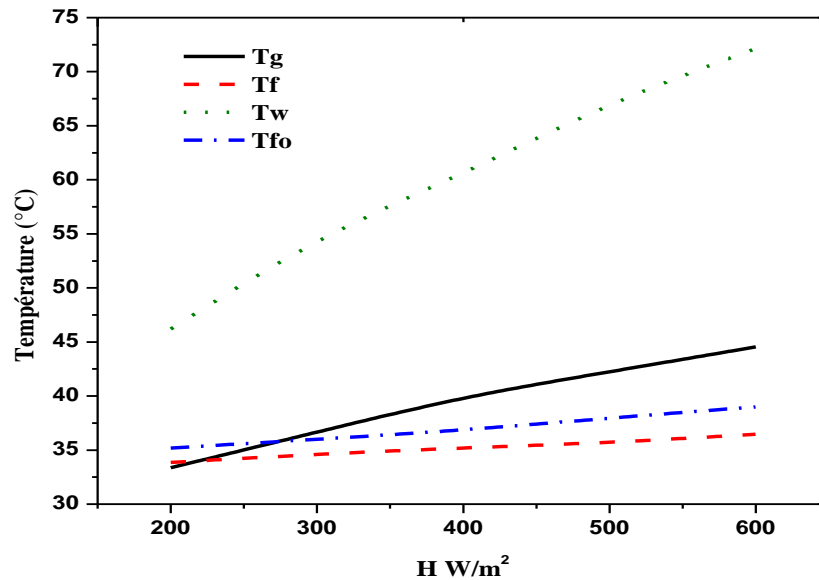
La figure VI.4 montre l'évolution de l'efficacité instantanée en fonction de la largeur de la cheminée,  $d$ , pour  $H=200 \text{ W/m}^2$  et  $H=650 \text{ W/m}^2$ . Il est à souligner que l'efficacité n'est pas très influencée par la largeur de la cheminée et qu'un bon accord est observé entre les résultats obtenus par notre programme de calcul et ceux d'Ong et al. [7]. Pour une intensité radiative de  $200 \text{ W/m}^2$  l'efficacité est d'environ 31% et pour une intensité de  $650 \text{ W/m}^2$ , l'efficacité est d'environ 22%.



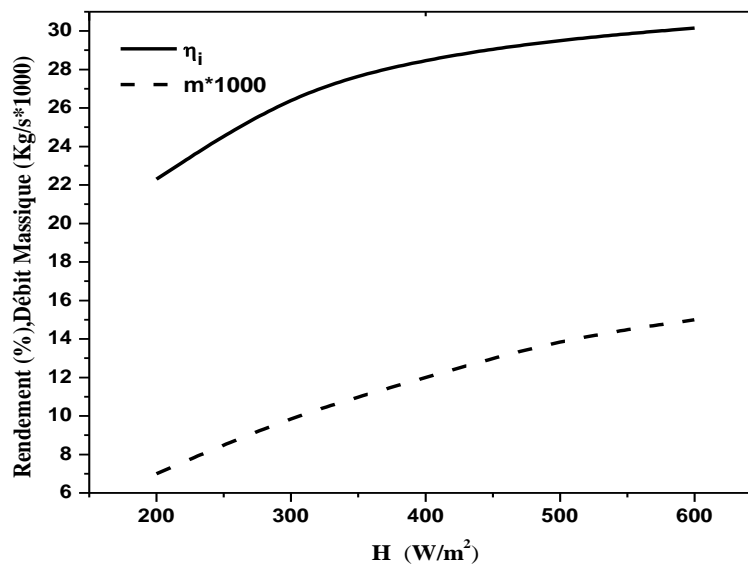
**Fig. (VI.4):** Evolution de l'efficacité instantanée avec la largeur de la cheminée pour  $H$  200 et  $650 \text{ W m}^{-2}$ .

La figure VI.5 montre les distributions de températures moyennes du vitrage, du mur stockeur, le long du canal d'air et à sa sortie, en fonction du rayonnement solaire incident,  $H$ . Comme on l'avait déjà souligné pour les figures VI.2, VI.3 et VI.5, la température du mur stockeur est plus élevée que celles du vitrage et du canal d'air ; elle évolue pratiquement linéairement et de manière croissante avec le rayonnement incident,  $H$ . De même que pour le vitrage, exception faite et que l'évolution est moins croissante que dans le cas du mur stockeur. Pour le cas de l'écoulement d'air l'allure est pratiquement constante avec le rayonnement incident.

L'évolution du débit massique d'air et de l'efficacité instantanée en fonction du rayonnement solaire incident est montrée en figure VI.6. On note l'augmentation du débit massique et de l'efficacité avec le rayonnement solaire incident,  $H$ .



**Fig. (VI.5) :** Evolution des températures moyennes du vitrage, du mur stockeur et le long du canal d'air en fonction du rayonnement solaire incident

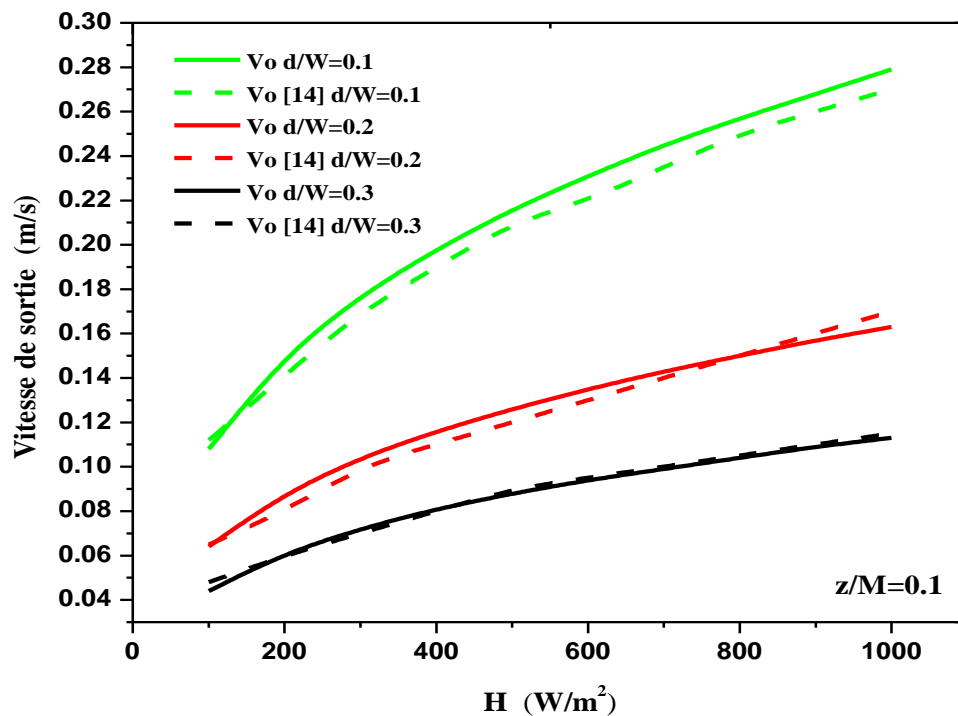


**Fig. (VI.6) :** Effet de rayonnement solaire sur le débit massique d'air et l'efficacité instantanée.

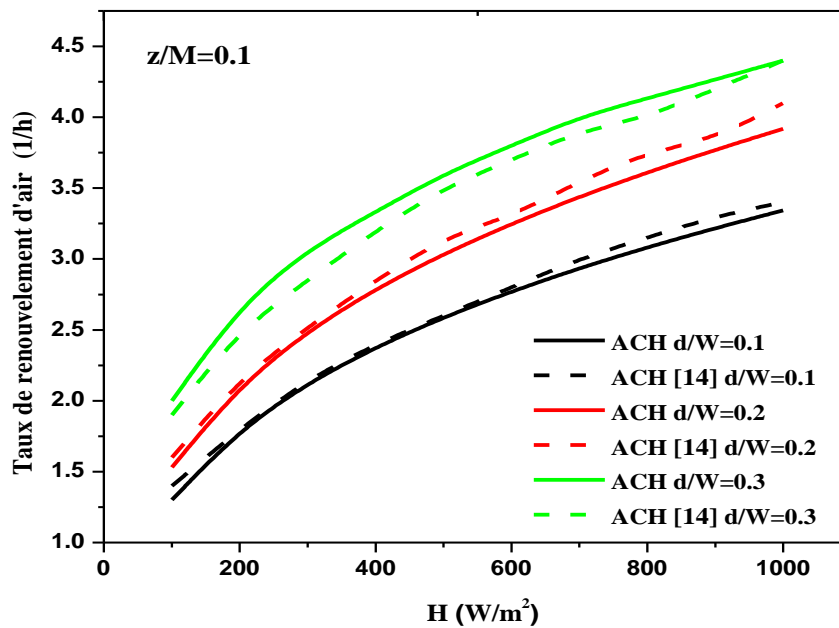
## VI.4. CALCUL DU TAUX DE RENOUVELLEMENT D'AIR

### VI.4.1. Effet du changement de la largeur de cheminée sur les grandeurs thermo-physiques :

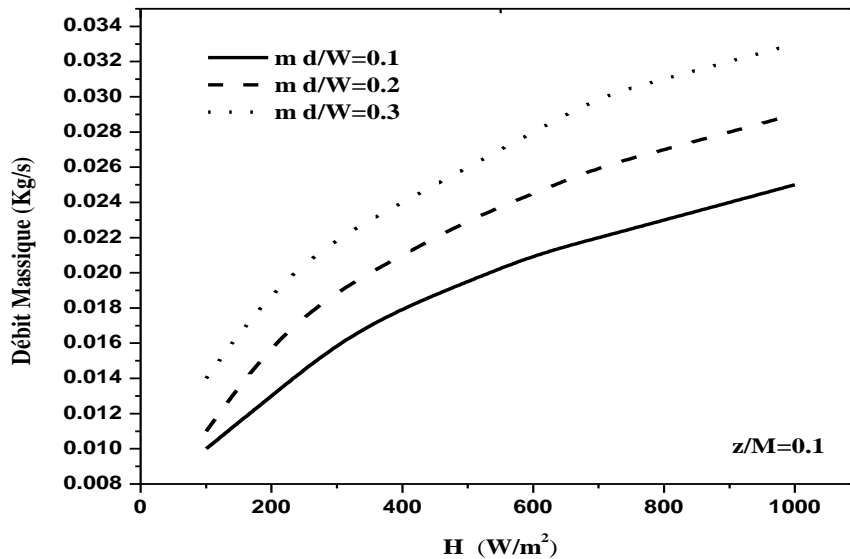
Les figures VI.7 et VI.8 montrent respectivement l'effet de la largeur d'entrée de la cheminée sur la vitesse de sortie et sur le taux de renouvellement d'air, ACH. On note que la vitesse de sortie ainsi que le taux de renouvellement d'air augmentent avec l'augmentation du rayonnement solaire incident. Ces augmentations sont significatives pour les faibles valeurs de  $d/W$ . Ce résultat est prévisible compte tenu que pour un débit fixé, la vitesse augmente avec la diminution de la section. La comparaison des résultats obtenus à ceux de Bessiouny et al. [16], montre le bon accord entre les différents résultats.



**Fig. (VI.7) :** Evolution de la vitesse de sortie d'air en fonction du rayonnement solaire incident pour différentes valeurs de  $d/W$  avec  $z/M = 0.1$



**Fig. (VI.8) :** Evolution du taux de renouvellement d'air (ACH) en fonction du rayonnement solaire incident pour différentes valeurs de  $d/W$  avec  $z/M=0.1$ .



**Fig. (VI.9):** Débit massique d'air en fonction du rayonnement solaire pour différents rapports  $d/W$  et  $z/M$  constant.

Les figures (VI.8) et (VI.9) montrent l'effet du changement de la largeur de cheminée sur l'ACH et du débit massique d'air à une taille d'admission d'air choisie et à différentes intensités solaires. Les figures illustrent une nette amélioration dans l'ACH



et le débit massique d'air à mesure que la largeur de cheminée augmente. Cette amélioration serait insignifiante au delà d'une largeur de cheminée presque à 0.25 m.

#### VI.4.2. l'effet de changer la taille d'admission sur les grandeurs thermo-physiques :

Les figures VI.10 et VI.11 montrent respectivement l'effet de l'ouverture du mur sur la vitesse de sortie et sur le taux de renouvellement d'air, ACH, pour une largeur fixée de la cheminée.

On note que la vitesse de sortie ainsi que le taux de renouvellement d'air augmentent avec l'augmentation du rayonnement solaire incident. Ces augmentations sont significatives pour les grandes valeurs de  $z/M$ , car, le débit massique augmente avec l'ouverture du mur (figure VI.12). Contrairement au cas de la figure 9, cet écart est moins important pour les variations de  $z/M$  entre 0.2 et 0.3. Un bon accord est observé entre les résultats obtenus et ceux de Bessiouny et al. [16].

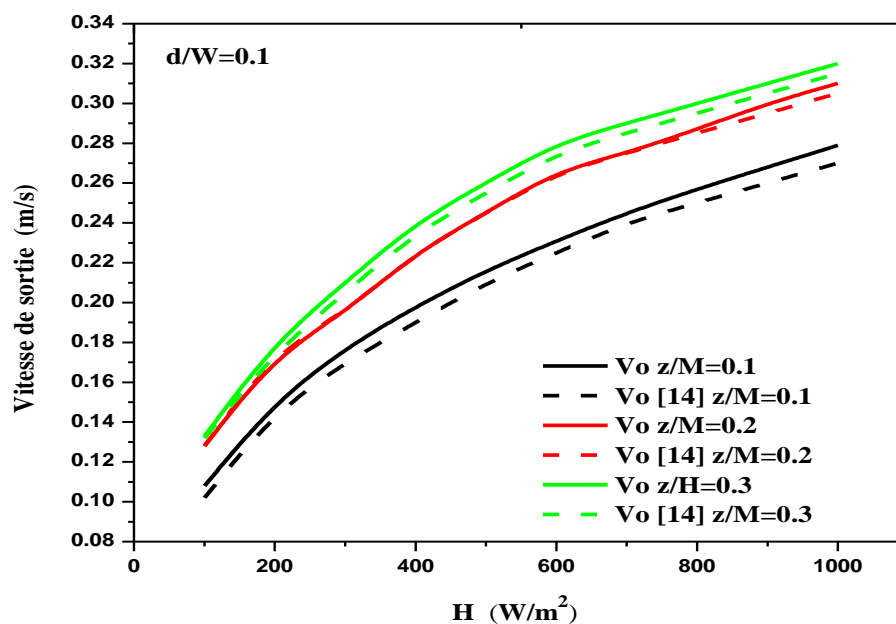
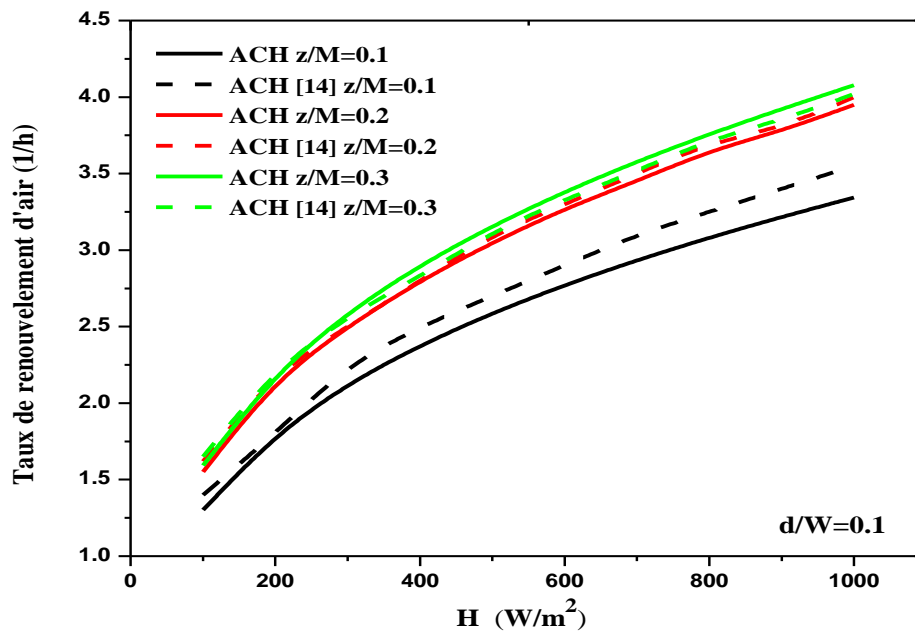
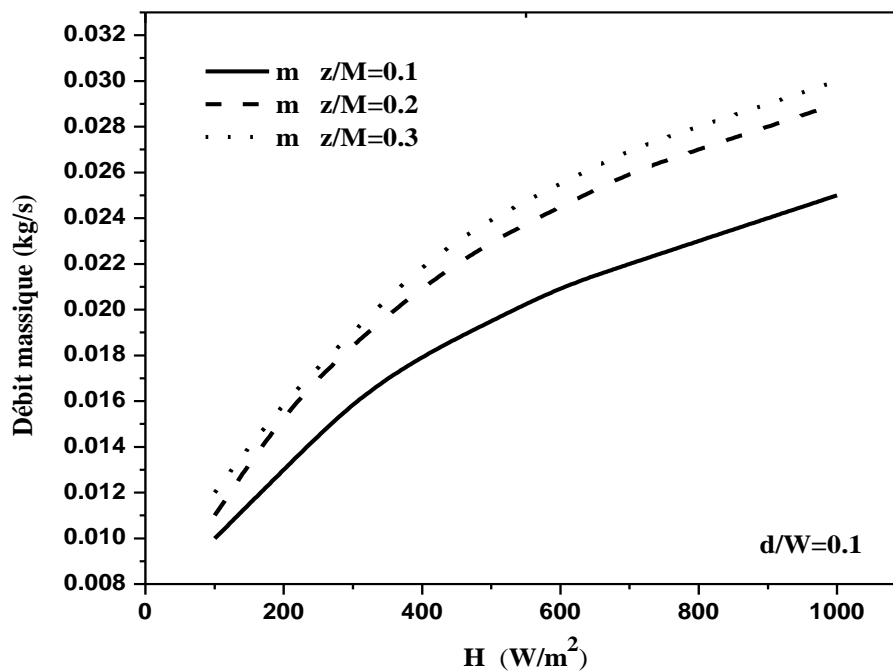


Fig. (VI.10) : Evolution de la vitesse de sortie d'air en fonction du rayonnement solaire incident pour différentes valeurs  $z/M$  avec  $d/W = 0.1$ .



**Fig. (VI. 11) :** Evolution du taux de renouvellement d'air (ACH) en fonction du rayonnement solaire incident pour différentes valeurs de  $z/M$  avec  $d/W=0.1$



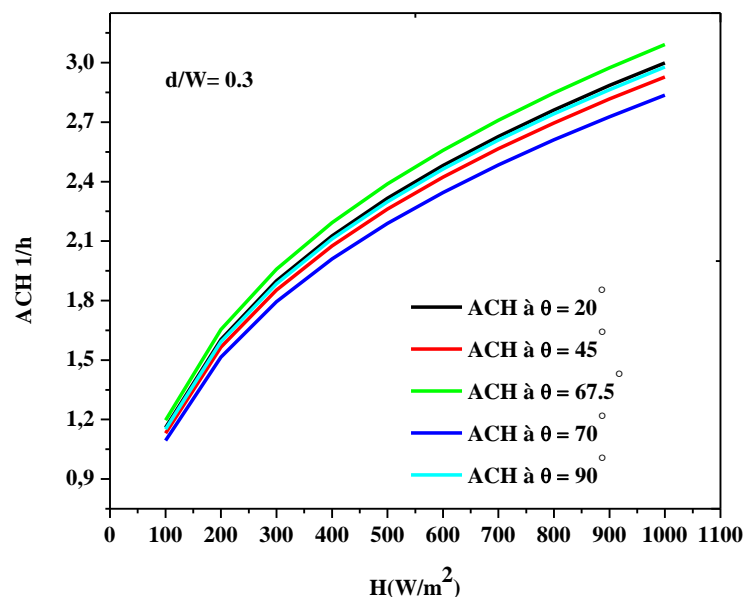
**Fig. (VI.12) :** Débit massique d'air en fonction du rayonnement solaire pour différents rapports  $z/M$  et  $d/W$  constant.

Il est à souligner que la largeur,  $d$ , de la cheminée ainsi que l'ouverture,  $z$ , du mur ont un effet significatif sur le taux de renouvellement d'air ACH. On note que pour l'augmentation de la taille d'ouverture du mur d'un facteur de trois augmentera l'ACH de presque 11%. Cependant, l'augmentation de la largeur de cheminée d'un facteur de trois augmentera l'ACH de presque 25%.

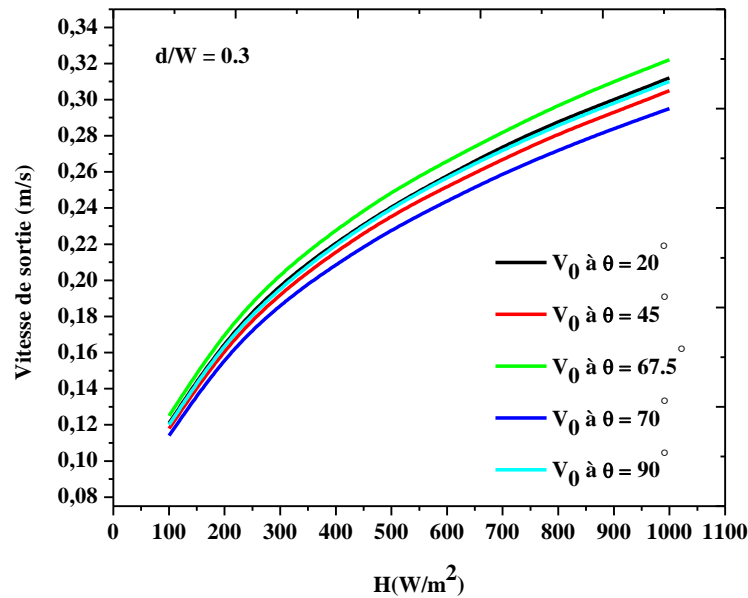
## VI.5. INFLUENCE DE L'ANGLE D'INCLINAISON

### VI.5.1. Influence de l'angle d'inclinaison sur (ACH) et la vitesse de sortie d'air:

Les figures VI.13 et VI.14 montrent respectivement l'effet de l'angle d'inclinaison de la cheminée sur le taux de renouvellement et la vitesse de sortie d'air. On note que la vitesse de sortie ainsi que le taux de renouvellement d'air augmentent avec l'augmentation du rayonnement solaire incident. L'allure est pratiquement linéaire pour un rayonnement incident inférieur à  $200\text{W/m}^2$ , elle suit une allure quasi asymptotique pour les grandes valeurs du rayonnement incident. L'écart entre les courbes n'est pas important ; néanmoins, on note, que l'inclinaison de  $67,5^\circ\text{C}$  donnera le meilleur ACH. Ce résultat est confirmé par la littérature [16, 20].



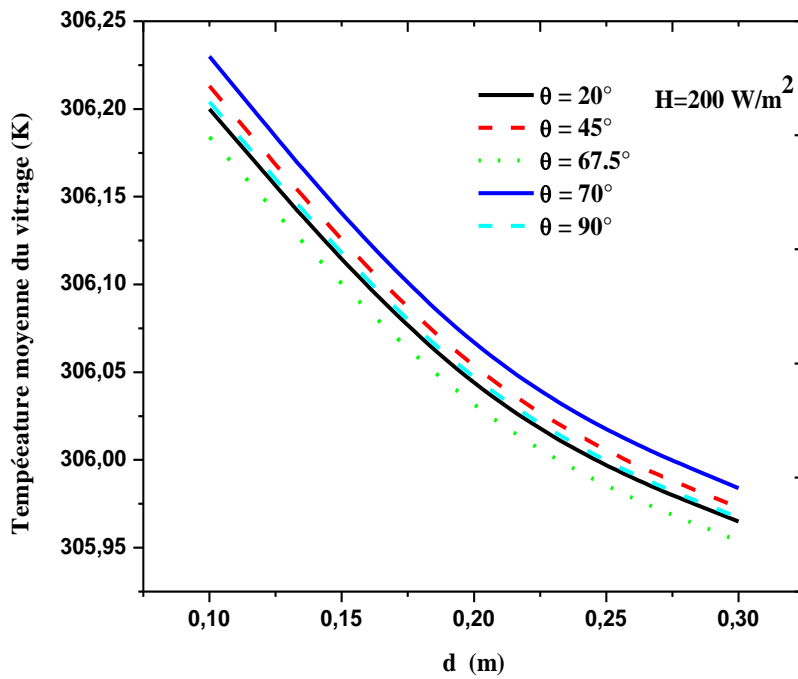
**Fig. (VI.13) :** Evolution du taux de renouvellement d'air (ACH) en fonction du rayonnement solaire incident pour différents angles d'inclinaison.



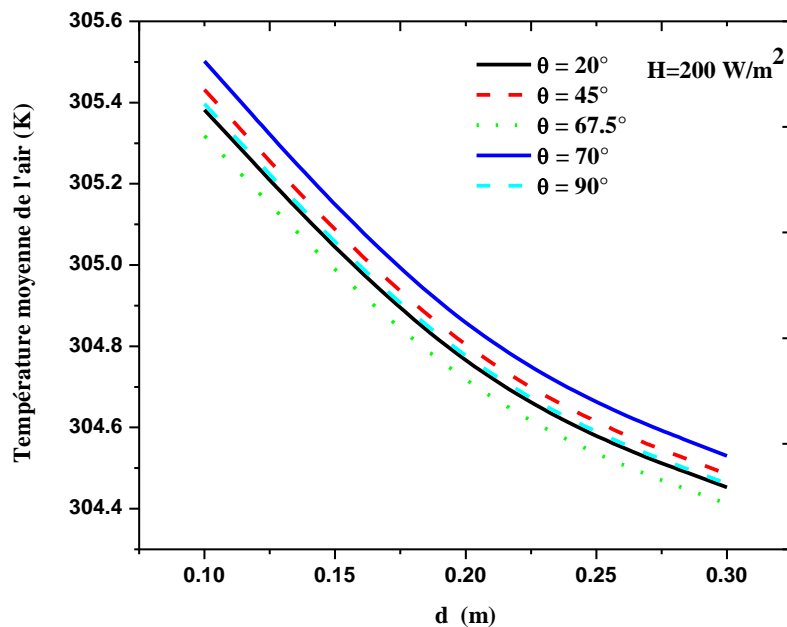
**Fig. (VI.14)** : Evolution de la vitesse de sortie d'air en fonction du rayonnement solaire incident pour différents angles d'inclinaison.

### VI.5.2. Influence de l'angle d'inclinaison sur les températures moyennes:

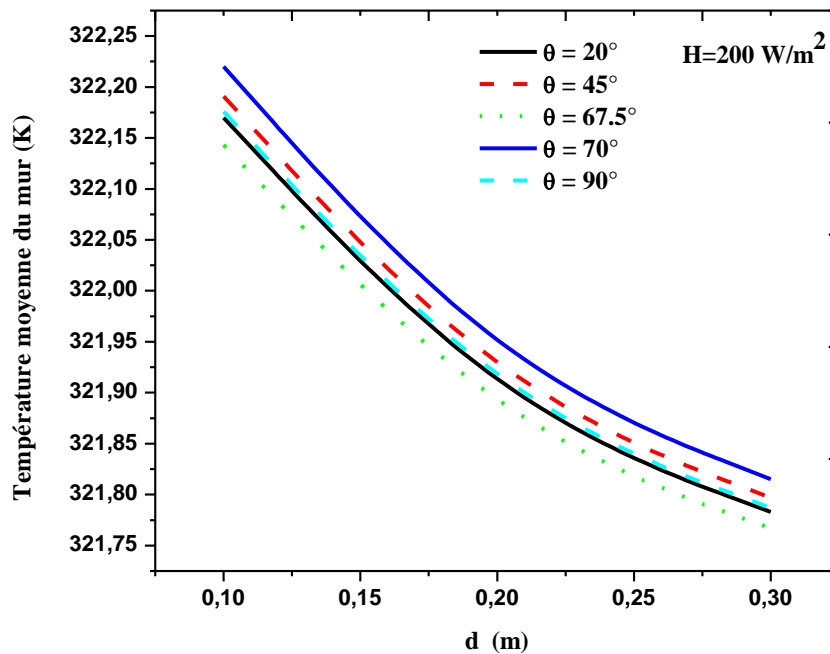
Les figures VI.15, VI.16 et VI.17 montrent respectivement, les distributions de températures du vitrage, de l'air et du mur stockeur, en fonction de la largeur,  $d$ , de la cheminée pour différents angles d'inclinaison,  $\theta$ , et pour  $H=200W/m^2$ . On note que l'influence de l'angle d'inclinaison sur les distributions de températures est pratiquement négligeable ; elle est de l'ordre de  $1^\circ C$  au maximum.



**Fig. (VI.15) :** Distributions de la température moyenne du vitrage en fonction de la largeur,  $d$ , de la cheminée pour différents angles d'inclinaison,  $\theta$ , et pour  $H=200 \text{ W/m}^2$ .



**Fig. (VI.16) :** Distributions de la température moyenne de l'air en fonction de la largeur,  $d$ , de la cheminée pour différents angles d'inclinaison,  $\theta$ , et pour  $H=200 \text{ W/m}^2$ .



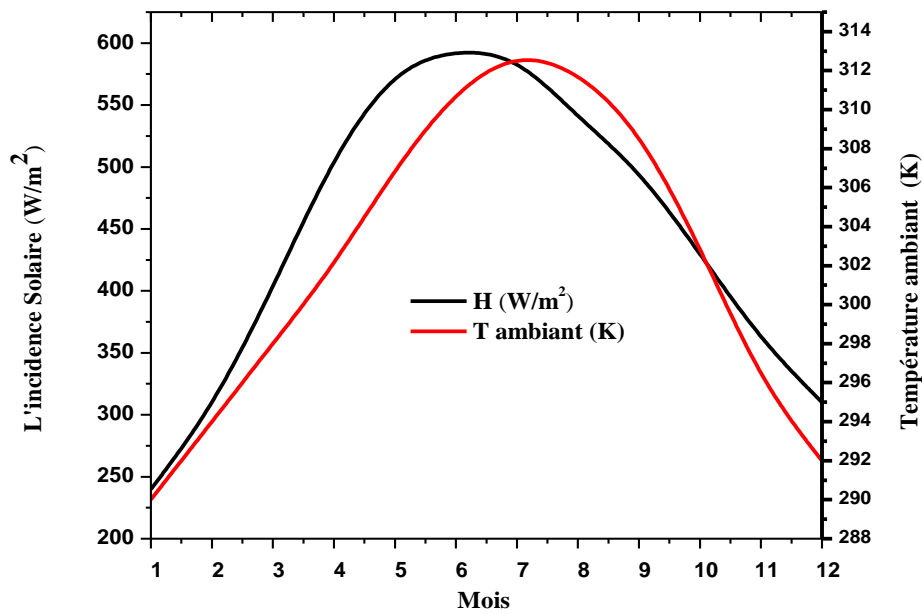
**Fig. (VI.17) :** Distributions de la température moyenne du mur stockeur en fonction de la largeur, d, de la cheminée pour différents angles d'inclinaison,  $\theta$ , et pour  $H=200\text{W/m}^2$ .

## VI.6. RESULTATS RELATIFS AU SITE D'ADRAR :

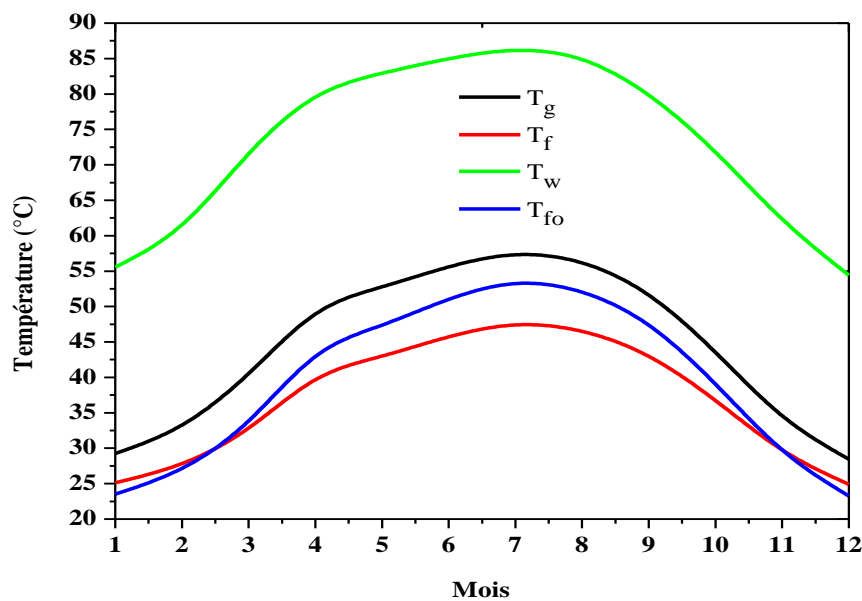
La figure (VI.18) montre la variation moyenne mensuelle de l'irradiation solaire et de la température ambiante au site d'Adrar. Il est à noter que les variations de l'irradiation solaire moyenne et la température ambiante ont le même comportement. Adrar à la meilleure irradiation solaire en Juin avec approximativement  $595 \text{ W/m}^2$  et le minimum de l'irradiation se produit en Janvier avec approximativement  $240 \text{ W/m}^2$ .

### VI.6.1. Variation des températures moyennes annuelle:

La variation des températures moyennes mensuelles du vitrage, de l'air dans le canal et à sa sortie, ainsi que celle du mur stockeur durant l'année pour la région d'Adrar, est montrée en figure VI.19. Il est à souligner que la température de l'absorbeur est plus élevée que celle de l'écoulement d'air dans le canal et à sa sortie ainsi que celle du vitrage, ce qui est prévisible. Les courbes correspondant aux distributions de températures dans le canal et à sa sortie ainsi que celle du vitrage sont assez rapprochées comparativement à celle du mur stockeur.



**Fig. (VI.18):** Variation de l'irradiation solaire moyenne et de la température ambiante avec durant l'année.



**Fig. (VI.19) :** Variation des températures moyennes mensuelles du vitrage, de l'air à l'entrée du canal et à sa sortie, ainsi que du mur stockeur durant l'année pour la région d'Adrar.

### VI.6.2. Variation de l'efficacité instantanée annuelle:

La figure VI.20 montre la variation de l'efficacité instantanée et l'irradiation solaire moyenne mensuelle durant l'année pour la région d'Adrar. Il est à noter que l'efficacité instantanée varie dans le même sens que le rayonnement solaire incident. L'efficacité instantanée minimale correspondant aux mois de Janvier et Décembre est approximativement égale à 15.5% tandis que celle du mois de Juillet, elle atteint 40%.

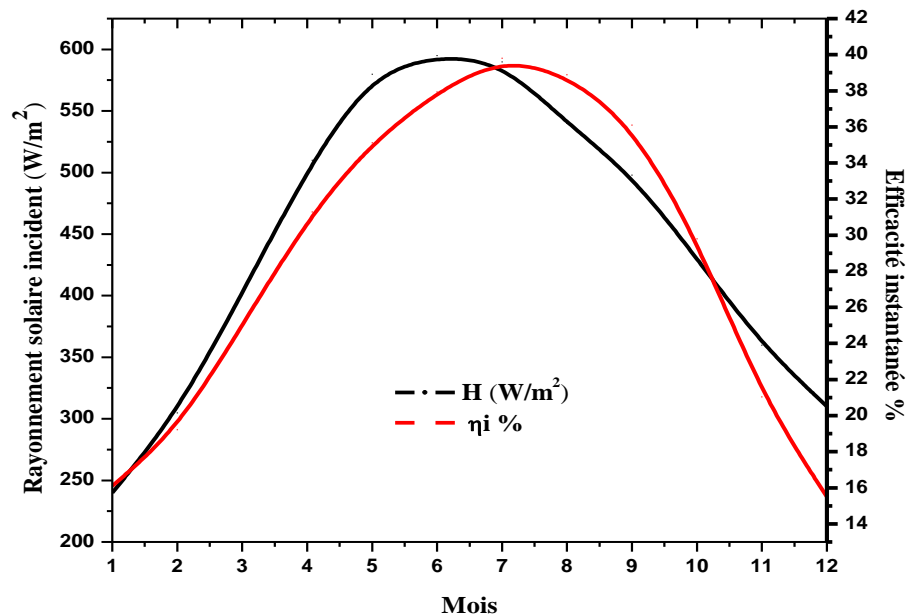
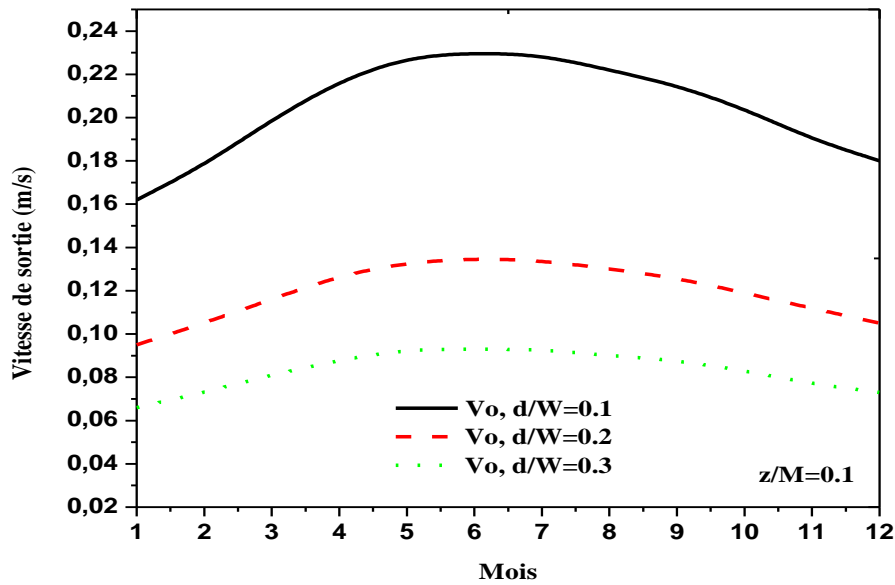


Fig. (VI. 20) : Variation de l'efficacité instantanée et l'irradiation solaire moyenne mensuelle durant l'année pour la région d'Adrar.

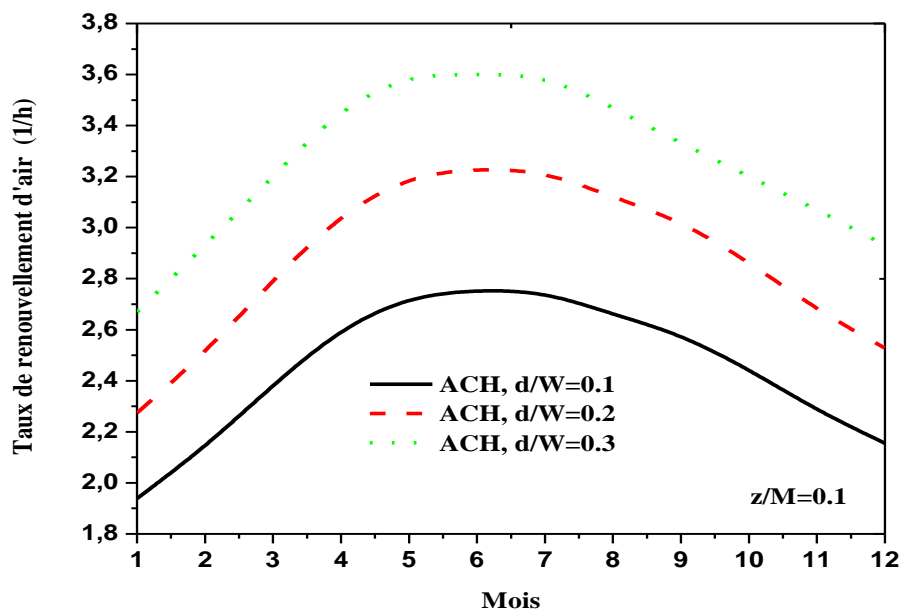
### VI.6.3. Effet du changement de la largeur de la cheminée et de la taille d'admission sur les grandeurs thermo- physiques :

Les figures VI.21 et VI.22 montrent respectivement l'évolution de la vitesse de sortie d'air du canal ainsi que le taux de renouvellement d'air, ACH, annuel pour différentes valeurs de  $d/W$  pour la région d'Adrar. On note que le pic est obtenu pour la période de mai à juillet compte tenu de l'importance du rayonnement incident durant cette période. La vitesse de sortie maximale est atteinte pour les faibles valeurs de la largeur,  $d$ , du canal, compte tenu que pour un débit fixé, la vitesse augmente avec la diminution de la section.





**Fig. (VI.21)** : Evolution de la vitesse de sortie d'air annuelle pour différentes valeurs de  $d/W$  pour la région d'Adrar.



**Fig. (VI.22)** : Evolution du taux de renouvellement d'air, ACH, annuel pour différentes valeurs de  $d/W$  pour la région d'Adrar.

Les figures VI.23 et VI.24 donnent respectivement l'évolution de la vitesse de sortie ainsi que le taux de renouvellement d'air annuels pour différentes valeurs

d'ouverture du mur stockeur,  $z/M$ , pour la région d'Adrar. On note que la vitesse de sortie et le taux de renouvellement d'air sont importants pour les grandes valeurs d'ouverture du mur ( $z/M$ ) pour une section donnée de la cheminée ( $d/W=0.1$ ), compte tenu des débits d'air importants.

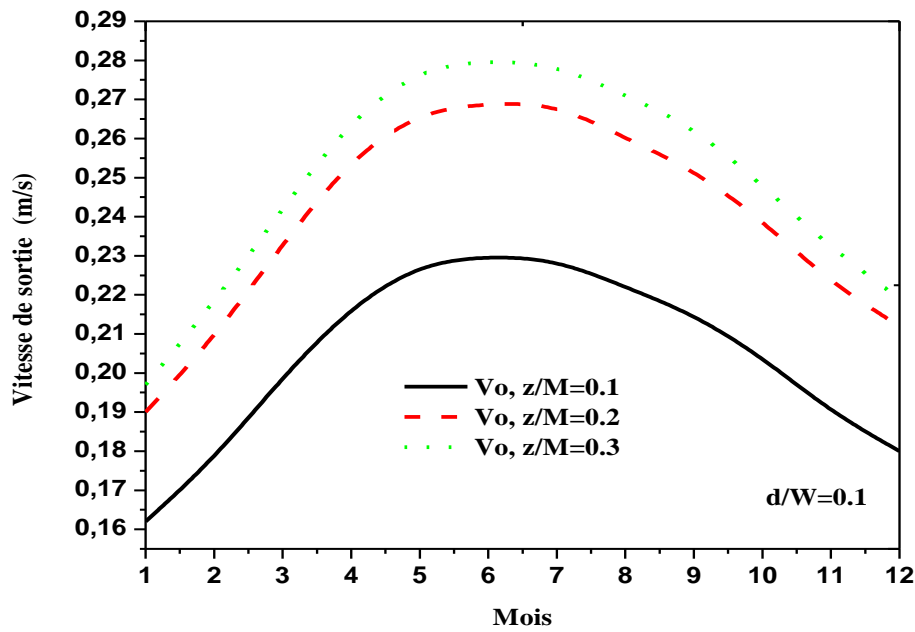


Fig. (VI.23) : Evolution de la vitesse de sortie d'air annuelle pour différentes valeurs de  $z/M$  pour la région d'Adrar.

Les figures VI.25 et VI.26 montrent respectivement l'évolution du débit massique d'air annuel pour différents rapports  $d/W$  avec  $z/M=0.1$ , et pour différents rapports  $z/M$  avec  $d/W=0.1$ , correspondant à la région d'Adrar. On note dans les deux situations que le débit augmente avec l'augmentation du rapport  $z/M$  ou  $d/W$  ; néanmoins, l'augmentation de la largeur de la cheminée engendrera une augmentation plus importante de débit.

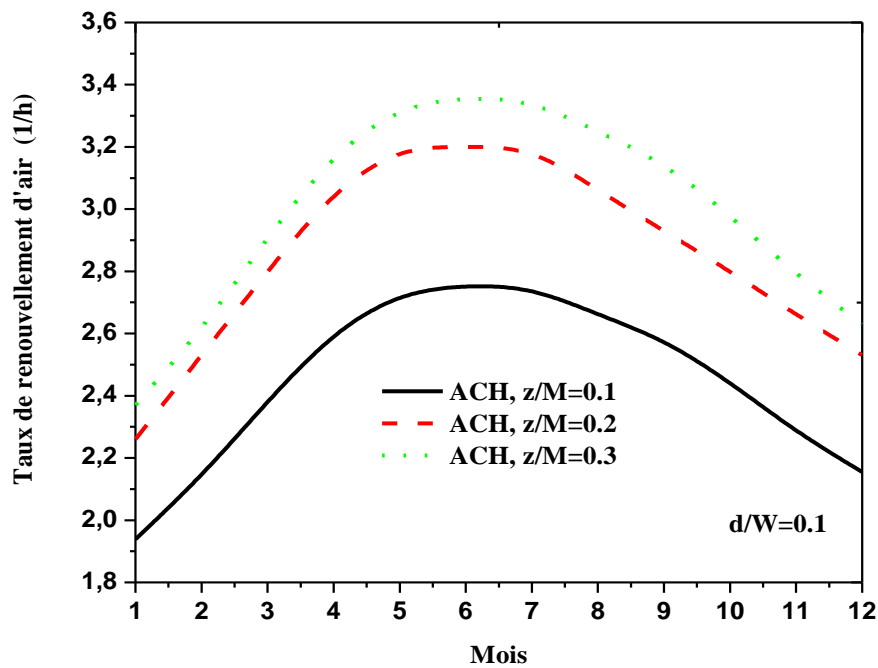


Fig. (VI.24) : Evolution du taux de renouvellement d'air, ACH, annuel pour différentes valeurs de  $z/M$  pour la région d'Adrar.

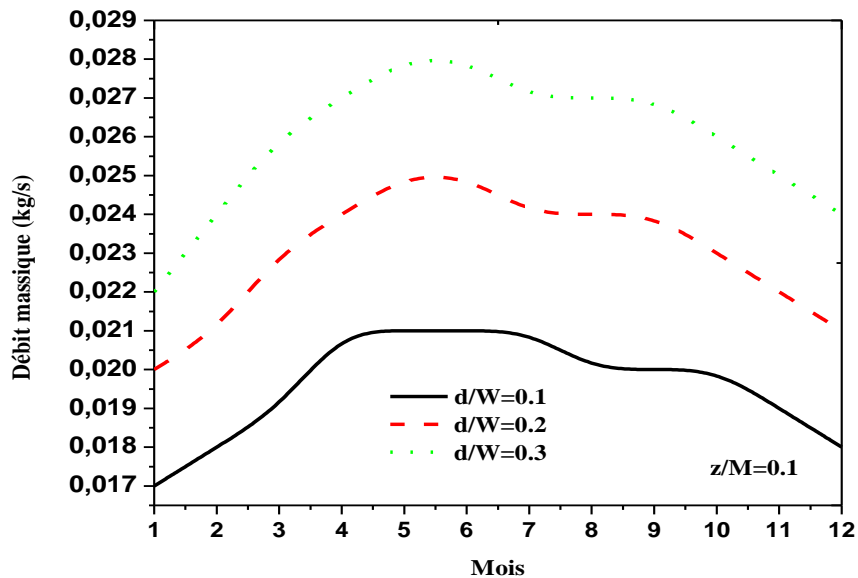
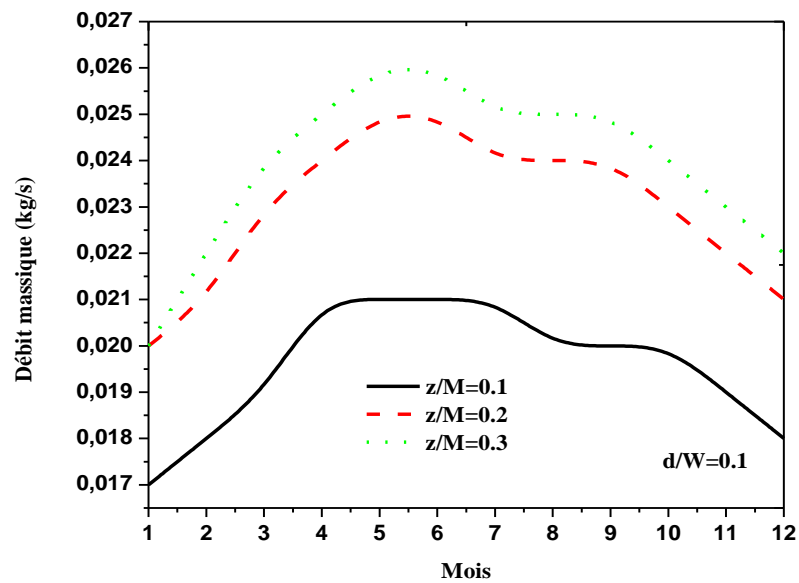


Fig. (VI.25): Evolution du débit massique d'air annuel pour différents rapports  $d/W$  avec  $z/M=0.1$ , pour la région d'Adrar.



**Fig. (VI.26)** : Evolution du débit massique d'air annuel pour différents rapports  $z/M$  avec  $d/W=0.1$ , pour la région d'Adrar.

## VI.7. RESULTATS POUR LE REGIME TRANSITOIRE:

Les figures (VI.27-VI.32) montrent respectivement, l'évolution de la température moyenne du vitrage, de l'air dans le canal, ainsi que celle du mur stockeur en fonction de temps pour le site d'Adrar.

On note que les températures moyennes augment rapidement pendant les premiers temps et se stabilisent par la suite en atteignant leur valeur maximale.

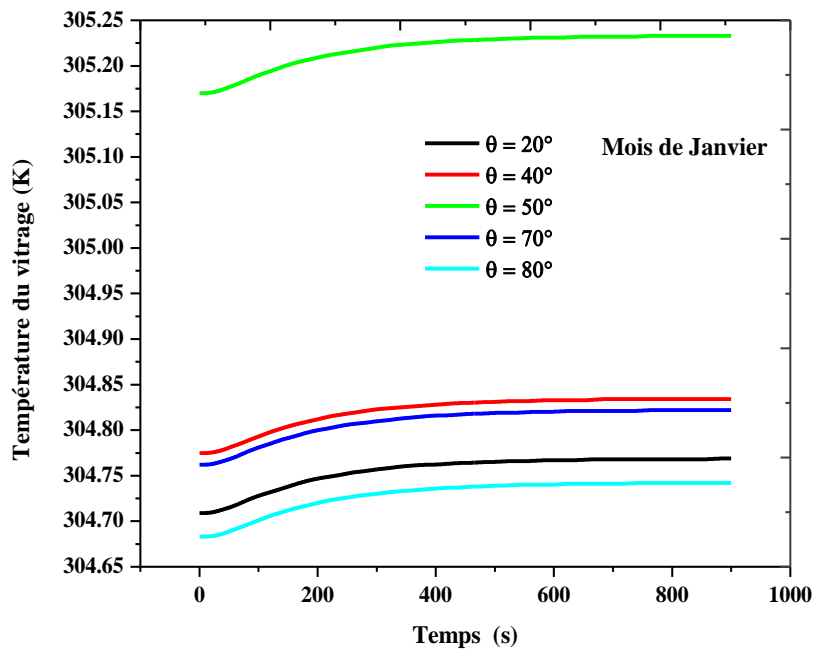


Fig. (VI.27) : Distributions de la température moyenne du vitrage en fonction du temps, pour différents angles d'inclinaison,  $\theta$ , et pour le mois de Janvier.

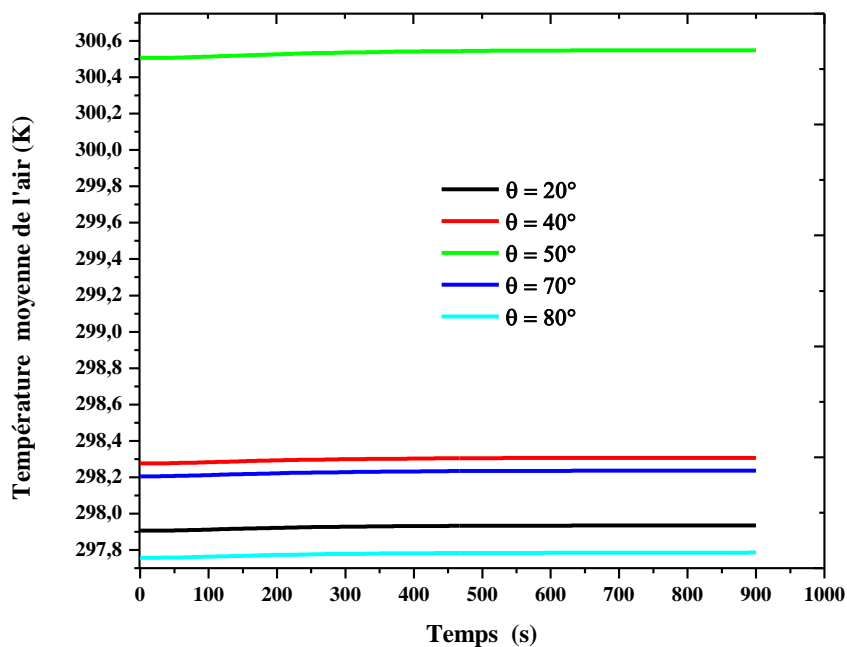


Fig. (VI.28) : Distributions de la température moyenne de l'air en fonction du temps, pour différents angles d'inclinaison,  $\theta$ , et pour le mois de Janvier.

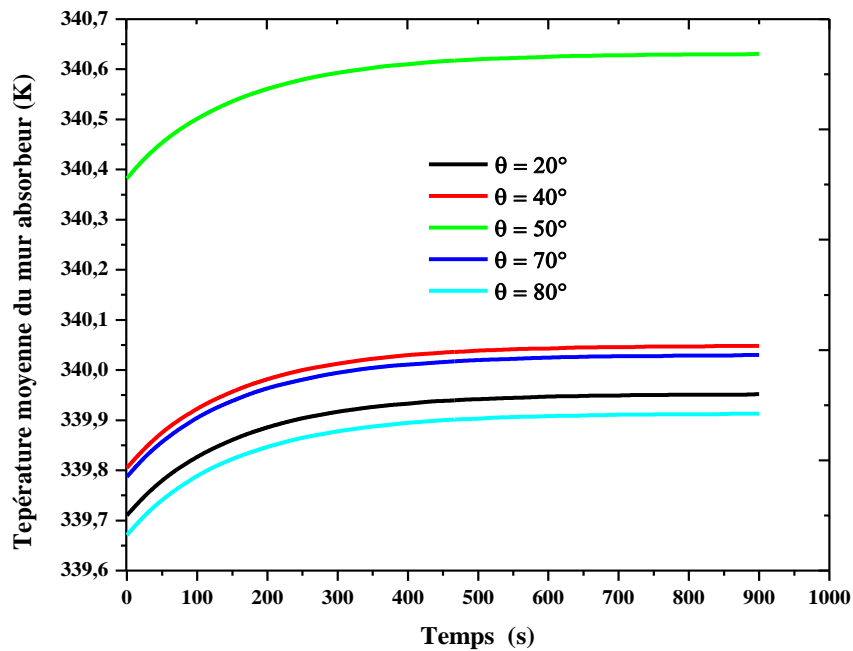


Fig. (VI.29) : Distributions de la température moyenne du mur absorbeur en fonction du temps, pour différents angles d'inclinaison,  $\theta$ , et pour le mois de Janvier.

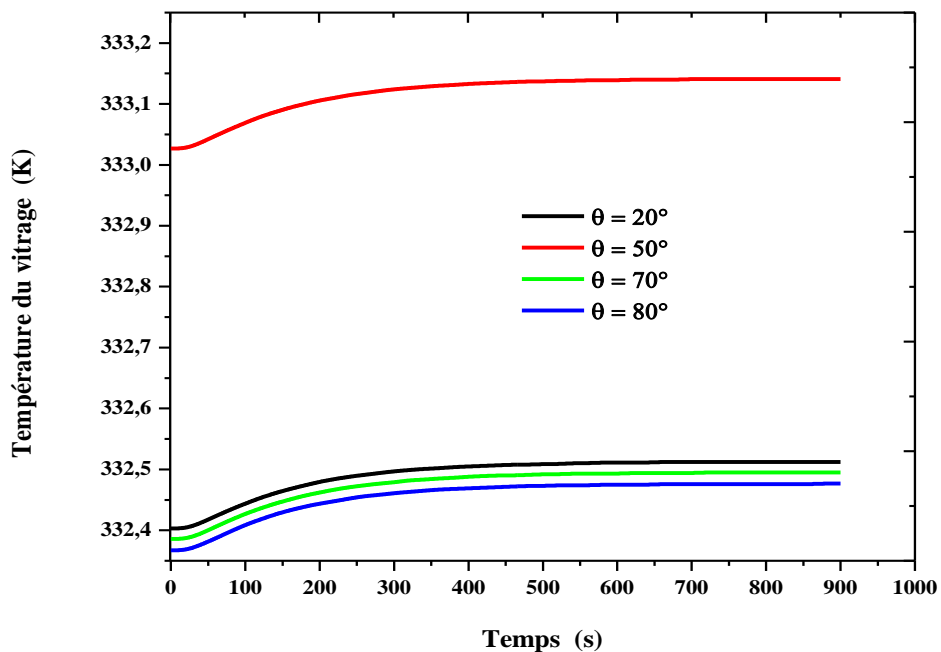
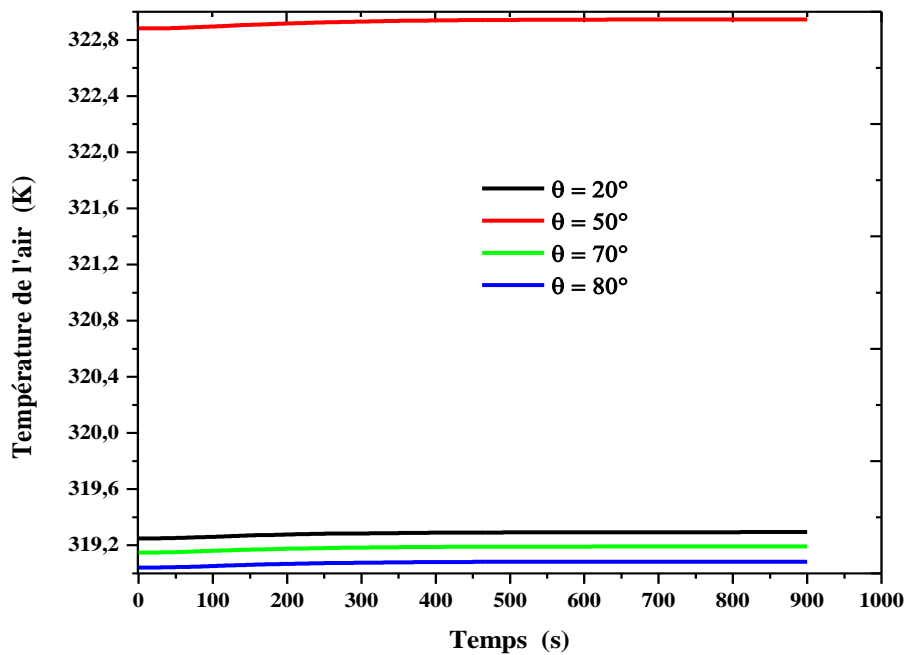
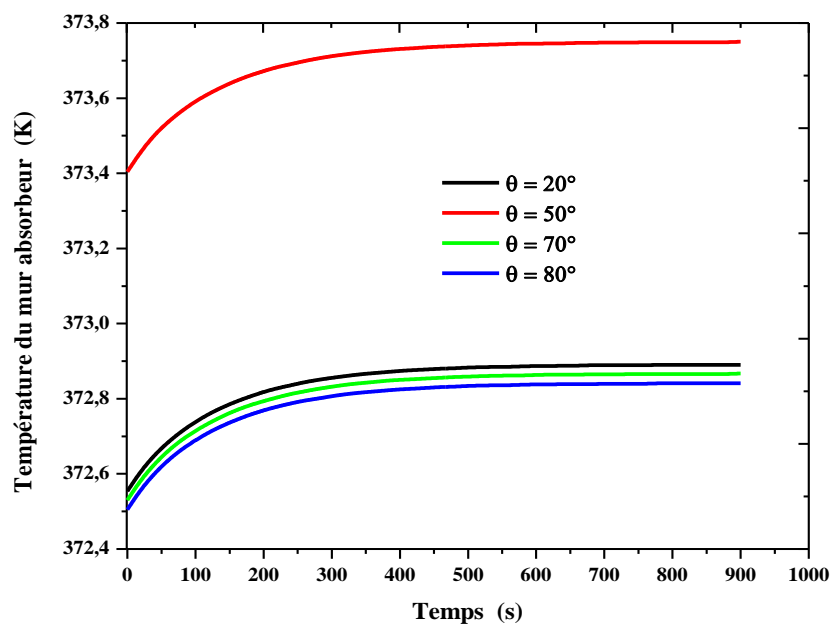


Fig. (VI.30) : Distributions de la température moyenne du vitrage en fonction du temps, pour différents angles d'inclinaison,  $\theta$ , et pour le mois de Juin.



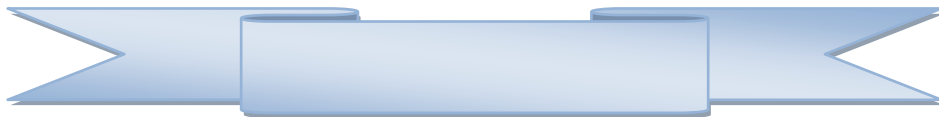
**Fig. (VL.31)** : Distributions de la température moyenne de l'air en fonction du temps, pour différents angles d'inclinaison,  $\theta$ , et pour le mois de Juin.



**Fig. (VL.32)** : Distributions de la température moyenne du mur absorbeur en fonction de temps, pour différents angles d'inclinaison,  $\theta$ , et pour le mois de Juin.



# **CONCLUSION GÉNÉRALE**





## **CONCLUSION GENERALE**

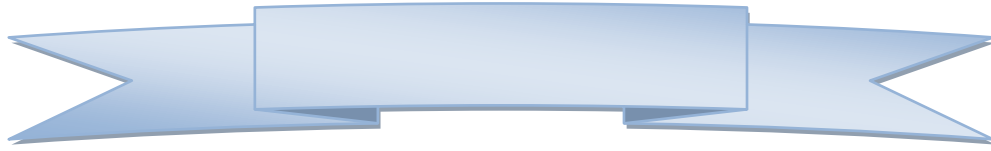
L'énergie solaire présente un avenir certain pour notre pays, particulièrement avec les problèmes liés au réchauffement climatique par effet de serre et la pollution atmosphère liée à l'utilisation excessive des énergies fossiles. Son abondance et les avancées technologiques réalisées à travers le monde, dans ce domaine, lui confèrent une position d'énergie alternative du futur, particulièrement dans des applications telles les tours solaires pour la production d'énergie électrique.

Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à l'analyse d'un système énergétique à base de cheminée solaire, pour la ventilation des locaux d'habitation, en fonction de certains paramètres géométriques et environnementaux. Le site d'Adrar est choisi pour cette étude compte tenu de la banque de données disponible, relative à la température et au rayonnement solaire, et compte tenu de son potentiel énergétique fort intéressant par rapport aux autres régions du pays.

A cet effet, un modèle mathématique d'analyse de ces performances énergétiques, basé sur les bilans thermiques autour des différents organes de la cheminée solaire, est proposé. La résolution du système d'équations résultantes est établie, par utilisation de la méthode de Gauss- Seidel avec relaxation. La comparaison des résultats obtenus par le programme de calcul avec ceux issus de la littérature a montré qu'il y a un bon accord entre les différents résultats.

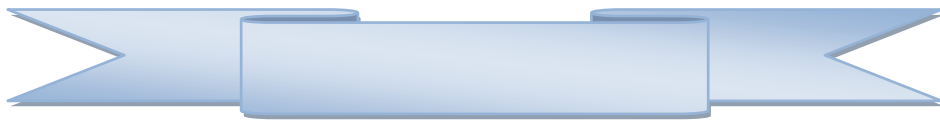
Les distributions de température sur le vitrage, le mur stockeur, et le long du canal d'air ont été examinées, en fonction de la largeur de la cheminée. L'influence de l'ouverture du mur ainsi que la largeur de la cheminée sur la vitesse de sortie d'air de la cheminée, sur son débit et sur le taux de renouvellement d'air ont été analysés et discutés. Les résultats obtenus ont montré que le rayonnement solaire incident a un rôle primordial sur les performances énergétiques de ces systèmes et qu'il existe un optimum entre la largeur de la cheminée et l'ouverture du mur pour obtenir un taux de renouvellement d'air important.

Comme perspectives, nous proposons de mettre en place une installation expérimentale sur site, afin de suivre l'évolution du phénomène au cours du temps. Le problème relatif à l'étude des écoulements avec transfert de chaleur dans les cheminées (CFD) constitue à lui seul un volet fondamental dans l'analyse de ces performances énergétiques.



# **RÉFÉRENCES**

# **BIBLIOGRAPHIQUES**



---

**REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES**

- [1] **M.N. Bahadori**, Passive cooling systems in Iranian architecture. *Scientific American* 1978, Vol. 238, pp. 144–154.
- [2] **P. Hollmuller**, Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraichissement des bâtiments. Thèse de doctorat, Université de Genève, suisse, 2002.
- [3] **N. K. Bansal, R. Mathur, M. S. Bhandari**, Solar chimney for enhanced stack ventilation. *Building and Environment*, 1993, Vol. 28, pp. 373–377.
- [4] **C. Afonso, A. Oliveira**, Solar chimneys: simulation and experiment, *Energy and Buildings*, 2000, Vol. 32, pp. 71–79.
- [5] **M. M. Aboulnaga, S.N. Abdrabboh**, Improving night ventilation into low-rise buildings in hot-arid climates exploring a combined wall-roof solar chimney, *Renewable Energy*, 2000, Vol. 19, pp. 47-54
- [6] **K.S. Ong**, A mathematical model of a solar chimney. *Renewable Energy*, 2003, Vol. 28, pp.1047-1060.
- [7] **K.S. Ong, C.C.Chow**, Performance of solar chimney. *Solar Energy*, 2003, Vol. 74, pp. 1-17.
- [8] **P. Chantawong, J. Hirunlabh, B. Zeghmami**, Investigation on thermal performance of glazed solar chimney walls, *Solar Energy*, 2006, Vol. 80, pp. 288–297.
- [9] **M. Scholler, P. Charvat, M. Jícha**, CFD simulations of a solar chimney, *World Renewable Energy Congress (WREC 2005)*, Aberdeen, United Kingdom, 2005.
- [10] **J. Mathur, S. Mathur, Anupma**, Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation. *Energy and Buildings*, 2006, Vol. 38, pp.1156-1163.
- [11] **S.A.M. Burek, A. Habeb**, Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe Walls, *Energy and Buildings*, 2007, Vol. 39, pp. 128–135.
- [12] **E. Bacharoudis, Gr. Michalis**, Study of the natural convection phenomena inside a wall solar chimney with one wall adiabatic and one wall under a heat flux, *Applied Thermal Engineering*, 2007, Vol. 33, pp. 145- 155.
- [13] **S. Punyasompun, J. Hirunlabh, J. Khedari, B. Zeghmami**, A study on separated solar chimney in a multi storey building, *Proceedings of the International Conference on Modeling and Simulation 2006*, 3–5 April 2006, Kuala Lumpur, Malaysia.

- [14] **Y. Ungkoon, P. Namprakai, N. Pratinthong**, A preliminary study of hydrothermal performance of concrete walls and development of a mathematical model simulation under hot humid climate of Thailand, Proceedings of the International Conference on Modeling and Simulation, 2006, 3–5 April 2006, Kuala Lumpur, Malaysia.
- [15] **D. J. Harris, N. Helwig**, Solar chimney and building ventilation, Applied Energy, 2007, Vol. 84, pp. 135–146.
- [16] **R. Bassiouny, S.A. Nader**, An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation, Energy and Buildings, 2008, Vol. 40, pp. 865–873.
- [17] **H. F. Nouanégué, E. Bilgen**, Heat transfer by convection, conduction and radiation in solar chimney systems for ventilation of dwellings, International Journal of Heat and Fluid Flow, 2009, Vol. 30, pp.150–157
- [18] **M. Maerefat, A.P. Haghghi**, Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney, Renewable Energy, 2010, Vol. 35, pp. 2316–2324.
- [19] **M. Maerefat, A.P. Haghghi**, Natural cooling of stand-alone houses using solar chimney and evaporative cooling cavity, Renewable Energy, 2010, Vol. 35, pp. 2040–2052.
- [20] **R. Khanal, C. wang Lei**, Solar chimney, a passive strategy for natural ventilation. Energy and Buildings, 2011, doi:10.1016/j.enbuild.2011.03.035.
- [21] **J. A. Duffie, W.A. Beckman**, Solar energy thermal process, John Wiley and Sons Inc. Edition, New York, 1974.
- [22] **W.H. McAdams**, Heat transmission, Edition McGraw Hill, New York, 1994.
- [23] **R. Belarbi, F. Allard**, étude de faisabilité des systèmes passifs de rafraîchissement, conférence internationale de l'énergie solaire et bâtiment. Tétouan, Maroc, 2002.
- [24] **R. Belarbi**, Développement d'outils méthodologiques d'évaluations et d'intégration des systèmes évaporatifs pour le rafraîchissement passifs des bâtiments. Thèse de doctorat, université de la rochelle, France, 1998.
- [25] **J. F. Sacadura**, Initiation aux transferts thermique, Edition Lavoisier, 1985.
- [26] **F. Z. Bakhti**, Simulation numérique directe de la convection naturelle dans une conduite verticale. Mémoire de magister, Université de M'Sila, 2004.
- [27] **K.T. Andersen**, Theoretical considerations on natural ventilation by thermal buoyancy. Trans. ASHRAE, 1995, Vol. 101, pp. 1103–1117.
- [28] **S.V. Patankar**, Numerical heat transfer and fluid flow, Hemisphere publishing company, Washington, 1980.

[29] **B. Belfegas, S. Larbi**, Passive Ventilation System Analysis using Solar Chimney in the South of Algeria. Fourth International Conference on Fluid Mechanics and Thermal Engineering (ICFMTE 2011). 26-28 October 2011, Bali, Indonesia.

[30] **B. Belfegas, S. Larbi**, Passive Ventilation System Analysis using Solar Chimney in the South of Algeria. Paper selected from the International Conference on Fluid Mechanics and Thermal Engineering (ICFMTE 2011) and published in the World Academy of Science Engineering and Technology Journal, 2011, Vol. 58, pp. 37- 41.