

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI CONSTANTINE  
FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE GENIE CLIMATIQUE

**Thèse En Vue de l'Obtention du Diplôme de Doctorat Troisième Cycle (LMD)**

**Spécialité: Génie Climatique**

**Option: Réfrigération et Climatisation Énergie et Environnement**

**Présentée par: Nedjmeddine KIMOUCHE**

Intitulé de la thèse

**Utilisation des méthodes CFD pour Simuler le Phénomène de la  
Ventilation Naturelle dans les Locaux**

Soutenue le 23 septembre 2018

DEVANT LE JURY :

Président :	Prof ZID Said	Université des Frères Mentouri Constantine
Rapporteur :	Prof MAHRI Zine Labidine	Université des Frères Mentouri Constantine
Examineurs :		
-	Prof Ayadi Abdelhamid	Université Larbi Ben M'hidi Oum El Bouagui
-	Prof ROUBAH Med Salah	Université des Frères Mentouri Constantine
-	Prof ROUAG Djamilia	Université Salah Boubnider Constantine

## **Remerciement**

*Je tiens tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et  
miséricordieux, qui m'a donné la force et la patience  
d'accomplir ce Modeste travail.*

*En second lieu, je tiens à remercier mon encadreur Mr  
ZineLabidine MAHRI ainsi Mr Guillaume Polidori, leur  
précieux conseil et leur aide durant toute la période du  
travail.*

*Mes vifs remerciements vont également aux membres du  
jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à ma recherche en  
acceptant d'examiner mon travail Et de l'enrichir par leurs  
propositions.*

*Enfin, je tiens également à remercier toutes les personnes  
qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce  
travail.*

## Résumé

Les techniques de la ventilation naturelle comptent parmi les meilleures solutions qui servent à la fois d'assurer le confort thermique des occupants et réduire la facture énergétique. Cette thèse vise à évaluer l'effet de la ventilation naturelle traversante et monofaçade pour prédire la technique la mieux adaptée. Un autre objectif de cette thèse est d'étudier la convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé (ayant une paroi chauffée et une autre non chauffée) et de déterminer l'effet de l'angle d'inclinaison de la paroi non chauffée sur le transfert de chaleur afin de prédire l'angle idéal pour un meilleur rendement énergétique. Les résultats de ce travail ont prouvé que la technique de la ventilation traversante est sans doute la meilleure issue afin d'éviter toute dégradation du bâtiment et de promouvoir le confort des occupants. Aussi un angle d'inclinaison de  $-10^\circ$  pour la paroi non chauffée semblait être le meilleur angle assurant le plus grand rendement énergétique.

## Abstract

The techniques of natural ventilation count among the best solutions, which are used to ensure the thermal comfort of occupants as well as to reduce the energy bill. This thesis aims to evaluate the use of crossing natural ventilation and one-sided ventilation in order to predict the best adapted technique. Another objective of this thesis is the study the heat transfert in a vertical channel asymmetrically heated in order to study the influence of inclination of the not heated wall on natural convection and predict the ideal angle for a better energy efficiency. The results of this work has proved that the technique of cross ventilation is undoubtedly the best solution in order to avoid all causes that degrade building quality and promote the comfort of occupants. It has also been prove that the inclination of  $-10^\circ$  (of the non-heated wall) seemed with being the optimal angle ensuring greatest energy efficiency.

## المخلص

أصبحت تقنيات التهوية الطبيعية من أفضل الحلول التي تضمن الرفاهية الحرارية وتقليل فاتورة استهلاك الطاقة. في هذه الأطروحة نقيم تقنيات التهوية الطبيعية لاستخلاص التقنية الأنسب. الهدف الثاني لهذه الأطروحة هو دراسة تأثير زاوية الميل للجدار غير المسخن لقناة عمودية وذلك لاستنتاج زاوية الميل الأنسب والتي تضمن أحسن مردود طاقي.

نتائج الأطروحة أثبتت أن تقنية التهوية الطبيعية المعتمدة على فتحتين في جهتين متعاكستين توفي أكبر قدر من الرفاهية الحرارية. من جهة ثانية أثبتت النتائج أن زاوية  $10^\circ$  للجدار غير المسخن تضمن أحسن مردود طاقي بالنسبة للقناة العمودية.

# Tables de matières

Remerciement .....	1
Résumé .....	2
Tables de matières .....	3
Liste des figures .....	6
Introduction Générale.....	12

## CHAPITRE I : Ventilation naturelle, Convection naturelle, confort thermique dans le bâtiment

I.1. Introduction.....	15
I.2. Définition et différents type de la ventilation naturelle .....	15
I.2.1. Ventilation naturelle monofaçade .....	16
I.2.2. Ventilation naturelle traversante.....	16
I.2.3. La ventilation naturelle utilisant un canal vertical : convection naturelle .....	17
I.3. Mécanisme de la ventilation naturelle.....	18
I.3.1. Effet thermique .....	18
I.3.2. Effet du vent .....	18
I.3.2.1. Définition et origine du vent.....	19
I.3.2.1.1. Variation verticale de la vitesse du vent.....	19
I.3.3. Effet combiné.....	22
I.4. Exemple de bâtiments ventilés naturellement .....	22
I.5. Rôles et Objectifs de la ventilation naturelle.....	24
I.5.1. Ventilation de confort .....	25
I.5.2. Surventilation nocturne.....	25
I.6. Difficultés et limites liées à l'évaluation de la ventilation naturelle.....	25
I.6.1. Evaluation des débits de ventilation en hiver .....	26
I.6.2. Evaluation de débit de ventilation naturelle en été.....	27
I.6.2.1. Effet du vent .....	27
I.6.2.2. Effet thermique.....	29
I.7. Rappel bibliographique sur la ventilation naturelle.....	29
I.8. Définition et principe physique de la convection naturelle .....	30
I.8.1. Effet cheminée .....	32
I.8.2. Nombre sans dimension.....	33
I.8.3. Rappel bibliographique sur la convection naturelle.....	34

I.9. Notions du confort thermique.....	36
I.9.1. Aspects physiologiques du confort thermique.....	36
I.9.2. Présentation des modes de transferts de chaleurs.....	37
I.9.3. Paramètres du confort thermique .....	39
I. 9.4. Aspects psychologiques du confort.....	42
I. 9.5. Modèles et indices de confort thermique .....	42
I. 9.5.1. Les modèles de confort .....	42
I. 9.5.2. Les indices de confort .....	44
I.10. Conclusion .....	46

## **CHAPITRE II : Modélisation et mise en équation**

II.1. Introduction .....	48
II.2. Définition et objectifs de la modélisation .....	48
II.3. Les différents types de modélisation dans le bâtiment.....	48
II.3.1. La modélisation mono zone .....	48
II.3.2. La modélisation multizone (ou nodale) .....	49
II.3.3. La modélisation intermédiaire (zonale).....	49
II.3.4. La modélisation par codes de champs .....	50
II. 3. 4. 1. Principe des codes de champs.....	50
II.4. Modélisation de la turbulence .....	51
II. 4. 1. Modèles de turbulence .....	51
II. 4. 1. 1. Simulation numérique directe (D.N.S) .....	51
II. 4.1.2. Simulation à grande échelles (L.E.S).....	51
II. 4. 1. 3. Modèles moyennés de REYNOLDS RANS.....	52
II.5. Approximation de Boussinesq.....	53
II.6.1. Modèle Mathématique .....	55
II.6. 1. Simulation de la convection naturelle.....	55
II. 6. 1. 1. Modèle numérique et validation .....	55
II. 6.2. Simulation de la ventilation naturelle dans les locaux d’habitation .....	60

## **CHAPITRE III : Etude de la convection naturelle dans un canal vertical double peau**

III.1. Introduction.....	63
III.2. Présentation de l’étude et description de la géométrie .....	63
III. 3. Résultats et discussion .....	65
III. 3.1. Effet de l’angle d’inclinaison sur la structure de l’écoulement .....	65

III. 3.2. Effet de l'angle d'inclinaison sur les profils de vitesse .....	67
III. 3.3. Effet de l'angle d'inclinaison sur le débit massique.....	69
III. 3.4. Effet de l'angle d'inclinaison sur le transfert de chaleur .....	70
III. 3.5. Effet de l'angle d'inclinaison de la paroi non chauffée sur la stratification thermique ..	72
III.4. Conclusion .....	74

## **CHAPITRE IV : Ventilation naturelle dans les locaux d'habitation**

IV. 1. Introduction.....	77
IV. 2. Simulation numérique des deux types de ventilation naturelle : ventilation monofaçade et ventilation traversante .....	77
IV. 2.1. Contexte de l'étude et description du local.....	78
IV. 2.2. Conditions aux limites .....	79
IV. 2.3. Validation numérique du model utilisé.....	799
IV. 2.4. Analyse des résultats : ventilation monofaçade et ventilation traversante.....	80
IV. 3. Etude de la ventilation naturelle traversante : Influence de la dimension et du nombre des ouvertures pour la sortie de l'air sur le comportement aéraulique du local.....	83
IV. 3.1. Contexte de l'étude et description du local.....	83
IV.3. 2. Conditions aux limites .....	84
IV.3. 3. Analyse des Résultats.....	84
a)Influence du nombre et du dimensionnement des ouvertures sur le profil de la température .	85
b)Influence du nombre et du dimensionnement des ouvertures sur la distribution de la vitesse	90
IV. 4. Influence de la dimension et de la disposition des ouvertures de sortie sur le comportement aéraulique du local .....	99
IV. 4.1. Contexte de l'étude et description du local.....	99
IV. 4.2. Conditions aux limites .....	100
IV. 4.3. Analyse des résultats.....	100
IV. 4.3.1. Influence des ouvertures pour la sortie de l'air sur le profil de la température .....	100
IV. 4.3.2. Influence des ouvertures sur le profil de vitesse.....	104
IV. 4.3.3. Influence des ouvertures sur la structure de l'écoulement.....	107
IV.5. Conclusion .....	110
Conclusion générale .....	111

## Liste des figures

Figure I.1 : les deux techniques de la ventilation naturelle : a) monofaçade b) traversante.....	16
Figure I.2 : la ventilation monofaçade.....	16
Figure I.3 : différentes configurations de la ventilation traversante: (a) cheminée, (b) atrium, (c) double peau .....	17
Figure I.4 : fonctionnement d'une paroi double peau pour créer une ventilation naturelle en été à droite et en hiver à gauche .....	17
Figure I.5 : exemple d'une paroi double peau.....	18
Figure I.6 : Ventilation naturelle par effet thermique.....	18
Figure I.7 : écoulement par tourbillon et écoulement par pulsation.....	19
Figure I.8 : l'établissement britannique de recherche.....	23
Figure I.9 : office européen des brevets (EPO) .....	23
Figure I.10 : bâtiments d'éducation Pearson .....	23
Figure I.11 : Bâtiment d'hébergement de l'IESC en Corse.....	23
Figure I.12 : principe physique de la convection naturelle entre deux plaques planes horizontale : cas de convection de Rayleigh-Bénard.....	31
Figure I.13 : fonctionnement d'une paroi double peau pour créer une ventilation naturelle en été à droite et en hiver à gauche.....	32
Figure I.14 : convection naturelle dans un canal vertical composé de deux plaques planes verticales chauffées à température constante.....	33
Figure II. 1 : modélisation monozone.....	49
Figure II. 2 : modélisation multizones.....	49
Figure II.3 : Évolution de l'écart de température maximal acceptable pour rester dans le domaine de validité de l'approximation de Boussinesq en fonction de la température de référence pour : a) pour l'eau ; b) pour l'air .....	54
Figure II. 4: maillage de toute la géométrie .....	59
Figure II. 5 : Maillage à la sortie du canal.....	59
Figure II.7 : Comparaison entre les lignes de courant obtenues expérimentalement et celles obtenues numériquement pour $Ra^* = 4,5 \cdot 10^6$ .....	60
Figure III. 1 : Schéma présentant la géométrie. (a) le canal avec inclinaison positive de la paroi adiabatique. (b) le canal avec inclinaison négative de la paroi adiabatique. (c) vue de face de toute la géométrie sans inclinaison de la paroi adiabatique. ....	65
Figure III.2 : Lignes de courant pour les différents angles d'inclinaison. (a) $\alpha = -10^\circ$ , (b) $\alpha = -6^\circ$ , (c) $\alpha = -2^\circ$ , (d) $\alpha = +2^\circ$ , (e) $\alpha = +6^\circ$ , (f) $\alpha = +10^\circ$ .....	66
III. 3.2. Effet de l'angle d'inclinaison sur les profils de vitesse .....	67
Figure III.3 : Profils de la vitesse axiale à l'entrée du canal pour chaque angle d'inclinaison. ....	67
Figure III. 4 : Profils de la vitesse axiale à l'entrée de la zone chauffée pour chaque angle d'inclinaison. ....	68
Figure III.5 : Profils de vitesse axiale à la sortie du canal pour différents angles d'inclinaison.....	69
Figure III. 6 : Variation de débit massique pour chaque angle d'inclinaison. ....	70

Figure III.7 : Variation du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chauffée pour les différents angles d'inclinaison. ....	71
Figure III.8 : Variation des isothermes pour les différents angles d'inclinaison. (a) $\alpha = 0$ , (b) $\alpha = +2$ , (c) $\alpha = -2$ , (d) $\alpha = +6$ , (e) $\alpha = -6$ , (f) $\alpha = +10$ , (g) $\alpha = -10$ .....	71
Figure III.9 : distribution de la température sur toute la géométrie.....	73
Figure IV.1 : géométries étudiées : a) ventilation monofaçade ; b) ventilation traversante .....	78
Figure IV.2. : Maillage de la géométrie .....	79
Figure IV.3 : vecteurs de vitesse pour les deux simulations : a) étude de liping et al, b) notre étude... ..	80
Figure IV. 4 : Plan horizontal Z=1.5 m .....	80
Figure IV. 5 : Distribution de la température sur le plan horizontal Z=1.5 : a) monofaçade, b) traversante .....	81
Figure IV. 6 : Contours de vitesse sur le plan horizontal : Z=1.5 ; a) monofaçade, b) traversante .....	81
Figure IV.7 : Vecteur de vitesse sur le plan horizontal, Z=1.5.....	82
Figure IV.8 : les trois géométries étudiées .....	84
Figure IV.9 : disposition du plan bas Z=0.5 m pour les trois géométries étudiées .....	85
Figure IV.10 : disposition du plan milieu Z=1.5m pour les trois géométries étudiées.....	85
Figure IV.11 : disposition du plan haut Z=2m pour les trois géométries étudiées.....	85
Figure IV. 12 : distribution de la température sur le plan Z=0.5m pour les trois géométries : a) cas1, b) cas2, c) cas3 .....	86
Figure IV.13 : distribution de la température sur le plan Z=1.5m pour les trois géométries a) cas1, b) cas2, c) cas3 .....	87
Figure IV. 14 : distribution de la température sur le plan Z=2m pour les trois géométries a) cas1, b) cas2, c) cas3 .....	88
Figure IV. 15 : distribution de la température sur le plan Y=2m pour les trois géométries a) cas1, b) cas2, c) cas3 .....	89
Figure IV.16 : distribution de la température sur le plan Z=0.5m pour les trois géométries a) cas1, b) cas2, c) cas3 .....	91
Figure IV.17 : distribution de la température sur le plan Z=1.5m pour les trois géométries a) cas1, b) cas2, c) cas3 .....	92
Figure IV.18 : distribution de la température sur le plan Z=2m pour les trois géométries a) cas1, b) cas2, c) cas3 .....	93
Figure IV.19 : distribution de la température sur le plan Y=2m pour les trois géométries a) cas1, b) cas2, c) cas3 .....	94
Figure IV. 21 : vecteurs de vitesse sur le plan Z=1.5 .....	96
Figure IV. 23 : vecteurs de vitesse sur le plan Y=2.....	98
Figure IV. 24 : les trois cas étudiés .....	100
Figure IV.25 : Distribution de la température sur le plan horizontal Z=0.5.....	101
Figure IV.26 : Distribution de la température sur le plan horizontal Z=1.5.....	102
Figure IV.27 : distribution de la température sur le plan horizontal Z=2.....	103
Figure IV.28 : Distribution de la vitesse sur le plan Z=0.5.....	114



Figure IV.29 : distribution de la vitesse sur le plan $Z=1.5$ .....	105
Figure IV.30 : distribution de la Vitesse sur le plan $Z=2$ .....	106
Figure IV.31 : vecteurs de vitesse sur le plan $Z=0.5m$ : a) cas1 ; b) cas2 ; c) cas3 .....	107
Figure IV.32 : vecteurs de vitesse sur le plan $Z=1.5m$ : a) cas1 ; b) cas2 ; c) cas3 .....	108
Figure IV.33 : vecteurs de vitesse sur le plan $Z=2m$ : a) cas1 ; b) cas2 ; c) cas3 .....	109

## **Liste des tableaux**

<b>Tableau I.1 : valeurs du métabolisme selon le niveau d'activité (Nicolas Cordier, 2007) .....</b>	<b>38</b>
<b>Tableau I.2 : valeurs d'éléments de vêture (exprimées en clo).....</b>	<b>41</b>
<b>Tableau I.3 : valeurs de vêture de tenues vestimentaires types.....</b>	<b>41</b>
<b>Tableau I.4 : correspondance entre les valeurs du PMV et l'échelle de sensation thermique (ASHRAE).....</b>	<b>45</b>
<b>Tableau III.1 : Influence de l'angle d'inclinaison sur le nombre de Nusselt et le débit massique</b>	<b>72</b>

## Nomenclature

$Pr$	Nombre de Prandlt	
$Gr$	Nombre de Grashof	
$Ra$	Nombre de Rayleigh	
$Ra^*$	Nombre de Rayleigh modifié	$(Ra^* = Ra/R_f)$
$Nu$	Nombre de Nusselt	
$L$	Dimension caractéristique	(m)
$h$	Coefficient de transfert thermique	$(Wm^{-2}K^{-1})$
$g$	Accélération de la gravité	$(m.s^{-2})Q_v$
	Débit volumique	$(m^3/h)$
$K$	Coefficient de perméabilité à l'air	$(m^3/(h.Pa^n))$
$\Delta P$	Différence de pression	(Pa)
$\rho$	Masse volumique de l'air	$(kg/m^3)$
$T_{peau}$	Température cutanée	(°C)
$E_{sud}$	Energie sudatoire	$(W.m^{-2})$
$T_a$	Température de l'air ambiant	(°C)
$T_{mrt}$	Température moyenne radiante	(°C)
$T_{cl}$	Température de vêtement	(°C)
$P_a$	Pression partielle de vapeur d'eau	(Pa)
$h_{cl}$	Coefficient d'échange convectif	$(W.m^{-1}.^{\circ}C^{-1})$
$T_{op}$	Température opérative	(°C)
$A$	taille de la zone chauffée	(m)
$b$	largeur du canal	(m)
$C_p$	Chaleur spécifique	$(J/kgK)$
$k$	Conductivité thermique	$(W/mk)$
$q_m$	Débit massique	$(kg/s)$
$R_f$	Rapport d'aspect	$(R_f = A/b)$
$T$	Température	(K)
$U, V$	Composant adimensionnelle vertical et horizontal de la vitesse	
$u, v$	Composant vertical et horizontale de la vitesse	(m/s)
$X, Y$	Coordonnées adimensionnelles	
$Z_0$	Rugosité du sol	
$Z_g$	Moyenne géométrique de la hauteur	
$f_{cl}$	Facteur d'augmentation de surface d'échange	
$C_p$	Coefficient de pression	
$C_d$	Coefficient de décharge	

## Symboles grec

$\nu$	Viscosité cinématique	$(\text{m}^2/\text{s})$
$\Gamma$	Diffusivité thermique	$(\text{m}^2 \text{ s}^{-1})$
$\lambda$	Conductivité thermique	$(\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1})$
$\mu$	Viscosité dynamique	$(\text{Pa/s})$
$\varphi$	Densité de flux	$(\text{W}/\text{m}^2)$
$\beta$	Coefficient de dilatation thermique	$(1/\text{K})$
$\varphi$	Densité de flux	$(\text{W}/\text{m}^2)$
$\theta$	Température adimensionnelle	$(\theta = \frac{(T - T_0)}{\varphi b})$
$\alpha$	Angle d'inclinaison	
$\psi_m$	Fonction universelle	
$\varphi_M$	Fonctions universelles du moment	



# Introduction Générale

Avec l'augmentation de la demande en énergie dans le secteur de bâtiment, il est devenu indispensable de trouver des solutions qui permettent d'économiser l'énergie tout en assurant un bon confort thermique pour les occupants. Des solutions architecturales ont vu le jour, on trouve des bâtiments ventilés naturellement qui ne nécessitent aucune source d'énergie mécanique et ne génère aucune nuisance sonore. Une autre astuce qui a pour objectif d'économiser de l'énergie est veiller sur le confort et le bien être des occupant est l'isolation thermique des bâtiments. Des matériaux de construction avec des hautes performances thermiques ont été inventés ; Cependant, la paroi double peau est la construction la plus répandue.

Vue la complexité de la géométrie de bâtiment et de son enveloppe, il est difficile de le présenté d'une façon détaillée ou de créer un banc d'essai qui prend en considération tous les détails du bâtiment et de l'environnement intérieur et extérieure. Les chercheurs ont donc développé des outils numériques qui ont pour objectif de réaliser des simulations numériques présentant le bâtiment entier d'une façon bien détaillée en tenant compte de toutes les conditions climatiques ; parmi ces outils, les techniques CFD sont les plus répandues et les plus utilisées.

Nous nous proposons dans ce travail une étude du comportement aéraulique d'un local d'habitation ventilé naturellement et d'un canal vertical double peau asymétriquement chauffé dont le but est de prévoir la géométrie qui assure une meilleure distribution des valeurs de la température et de la vitesse de l'air pour un meilleur confort aussi bien qu'étudier la structure de l'écoulement à l'intérieur du canal.

L'objectif de cette thèse est d'étudier la fiabilité des méthodes CFD (Computational fluid Dynamics) pour la simulation du phénomène de la ventilation naturelle dans les locaux d'habitation et de la convection naturelle dans un canal vertical double peau. Développée en 1974 par Nielson (**Nielson P.V ; 1974**), la technique CFD est devenue la plus utilisée dans le domaine du bâtiment ; cette technique permet de suivre en détail l'évolution de tous les paramètres décrivant le confort thermique, tel que la distribution de l'humidité, des polluants, de la vitesse et de la température de l'air aussi bien que la structure de l'écoulement.

Lors de notre travail, nous avons effectué une étude numérique sur le comportement aéraulique d'un local ventilé naturellement en utilisant la technique CFD à l'aide du logiciel

FLUENT et une autre étude sur la convection naturelle à l'intérieure d'un canal vertical double peau utilisant le même logiciel.

Par conséquent, cette thèse a un double objectif, le premier est de trouver la géométrie architecturale la mieux adaptée pour un local ventilé naturellement afin d'avoir un meilleur confort thermique pour les occupants en visualisant la distribution des valeurs de la température et de la vitesse de l'air. Nous avons réalisé une étude numérique d'un local ventilé naturellement comparant la ventilation naturelle monofaçade et la ventilation naturelle traversante, et une autre étude sur l'influence du nombre, de la superficie et de la position des ouvertures pour la sortie de l'air sur le comportement aéraulique du local.

Les deux paramètres principaux décrivant le confort thermique sont la température et la vitesse de l'air ; une distribution homogène de ces deux paramètres dans un local assure un confort satisfaisant pour l'occupant. Nous avons étudié la distribution de la température et de la vitesse pour chaque géométrie afin de prédire la géométrie qui assure le meilleur confort thermique. Les résultats de cette étude nous ont permis de prédire le nombre et la position des ouvertures qu'un local doit avoir afin d'assurer un meilleur confort thermique

Le deuxième objectif de cette thèse est d'étudier la convection naturelle dans un canal vertical double peau asymétriquement chauffé (ayant une paroi chauffée et une paroi non chauffée) en visualisant le type et la structure de l'écoulement du fluide à l'intérieur de ce dernier. Ce type de canal est utilisé pour le rafraichissement des bâtiments en été et pour le chauffage en saison froide. Une simulation numérique a été réalisée en étudiant l'écoulement du fluide à l'intérieur d'un canal vertical double peau asymétriquement chauffée dont la paroi non chauffée est inclinée de différents angles afin de prédire l'angle idéal pour un meilleur rendement énergétique. Les résultats de cette étude nous ont permis de prédire l'angle d'inclinaison que doit avoir la paroi non chauffée pour un meilleur transfert de chaleur (si l'inclinaison est nécessaire, pour des raisons esthétiques par exemple).

# **Chapitre I**

## **Ventilation Naturelle, convection naturelle, confort thermique dans le bâtiment**

## **I.1. Introduction**

Avec les exigences croissantes de la réglementation thermique, les contraintes environnementales (tel que l'effet de serre), les exigences des nouvelles applications du conditionnement de l'air dans le domaine de l'industrie et de la santé, ou encore les exigences des occupants pour assurer leur confort ainsi que les prix des factures d'électricité ; il est devenu difficile pour les constructeurs de réaliser des bâtiments qui répondent à toutes ces conditions. Assurer un environnement intérieur satisfaisant par les occupants à moindre consommation possible est devenu le souci majeur lors la construction de tous types de bâti.

La climatisation et la ventilation mécanique sont devenues un handicap pour les anciennes constructions utilisant ces techniques, la solution qui semblait être le meilleur issu de ce problème est sans doute la ventilation naturelle qui peut servir pour le rafraîchissement aussi bien pour le chauffage.

La ventilation naturelle vise à assurer une meilleure qualité de l'air à l'intérieur d'un bâtiment et améliorer le confort thermique des occupants tout en assurant l'économie de l'énergie en se basant sur une source naturelle fiable, gratuite et disponible en abondance.

Parallèlement à la ventilation naturelle, l'isolation thermique des bâtiments joue un rôle important en ce qui concerne le confort et l'économie de l'énergie. Plusieurs solutions ont été proposées ; des matériaux à hautes caractéristiques thermiques ont vu le jour, mais la solution la mieux adaptée est sans doute l'utilisation des parois double peau. Une étude sur la convection naturelle dans les parois double peau sera traitée dans la suite de notre travail.

## **I.2. Définition et différents type de la ventilation naturelle**

La ventilation est dite « naturelle » si le renouvellement de l'air se fait par des sources naturelles (vent, différence de température) à travers des ouvertures situant à des endroits stratégiques sans l'influence ou l'effet des dispositifs mécaniques.

Le facteur qui diffère les types de la ventilation naturelle est la position des ouvertures pour l'entrée et la sortie de l'air les unes par rapport aux autres. On distingue entre deux types : la ventilation naturelle mono-façade et la ventilation naturelle traversante.



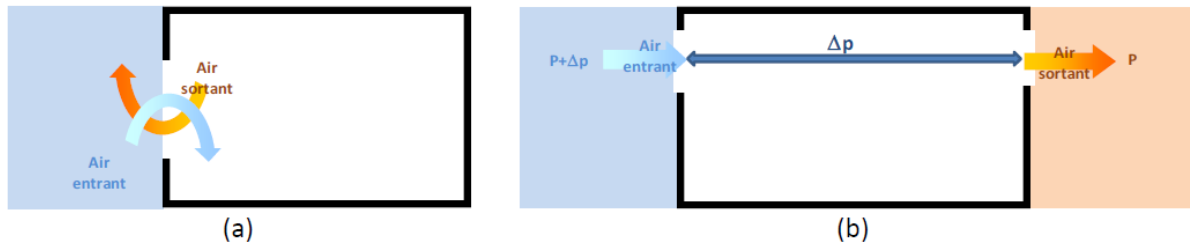


Figure I.1 : les deux techniques de la ventilation naturelle : a) monofaçade b) traversante (Marcello Caciolo ; 2010)

### I.2.1. Ventilation naturelle monofaçade

La ventilation naturelle est dite « monofaçade » quand le local dispose d'une seule ouverture qui joue à la fois le rôle comme entrée et sortie de l'air ou bien si les ouvertures pour l'entrée et la sortie se trouvent sur la même paroi.

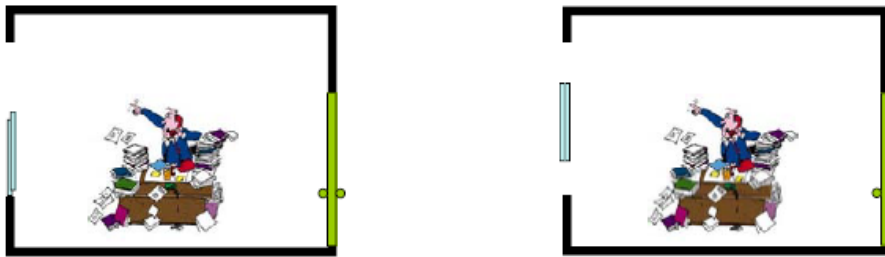


Figure I.2 : la ventilation monofaçade (Marcello Caciolo, 2010)

Contrairement à la ventilation traversante, la ventilation mono-façade peut s'appliquer à tout type de construction et ne demande pas une conception particulière.

### I.2.2. Ventilation naturelle traversante

D'un autre côté, on parle de la ventilation traversante si les ouvertures pour l'entrée et la sortie de l'air se trouvent sur des surfaces opposées. L'effet du vent ou la différence de température entre les deux cotés fait créer une différence de pression entre les deux ouvertures, sur ce fait l'écoulement de l'air se fait du côté en surpression vers le côté en sous-pression. Les configurations les plus répandues et les plus connues pour ce type de ventilation sont : cheminée thermique, atrium et la façade à double peau. Un bâtiment utilisant la technique de la ventilation naturelle traversante doit être conçu d'une façon qui permettra de bien profiter de l'effet du vent et du tirage thermique, on doit ainsi, lors de la construction de bâtiment, tenir compte de la position du bâtiment par rapport à la direction du vent.

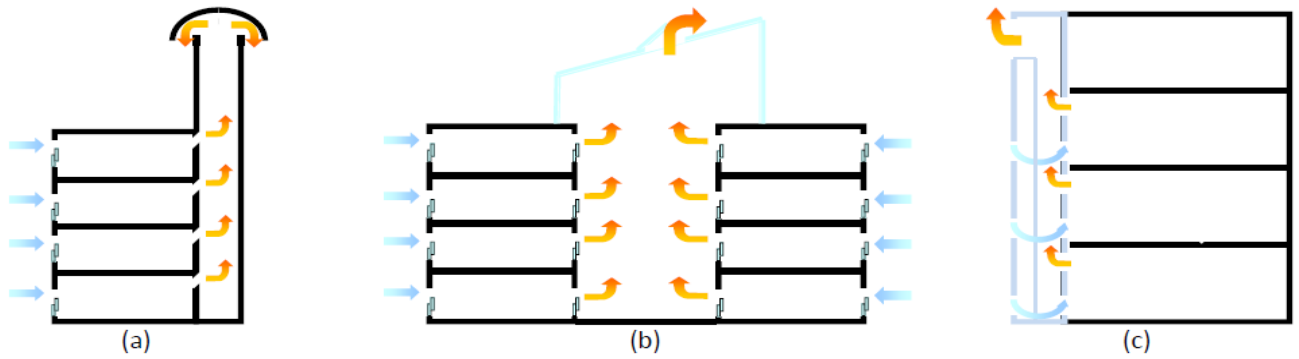


Figure I.3 : différentes configurations de la ventilation traversante: (a) cheminée, (b) atrium, (c) double peau (Marcello Caciolo, 2010)

### I.2.3. La ventilation naturelle utilisant un canal vertical : convection naturelle

La convection présente le mécanisme de transfert de chaleur entre une surface solide et un gaz ou un liquide. La convection est dite « naturelle » quand l'écoulement du fluide est dû seulement à la différence de température.

Le transfert de chaleur en convection naturelle dans un canal vertical est représentatif de plusieurs applications, comme par exemple le chauffage et le refroidissement des locaux d'habitation, les incendies dans les bâtiments ou encore les capteurs solaires plans. Cette technique de convection naturelle sert à :

- Améliorer l'isolation thermique ;
- Préchauffer l'air en hiver ;
- Ouvrir des perspectives esthétiques ;
- Créer une ventilation naturelle par convection.

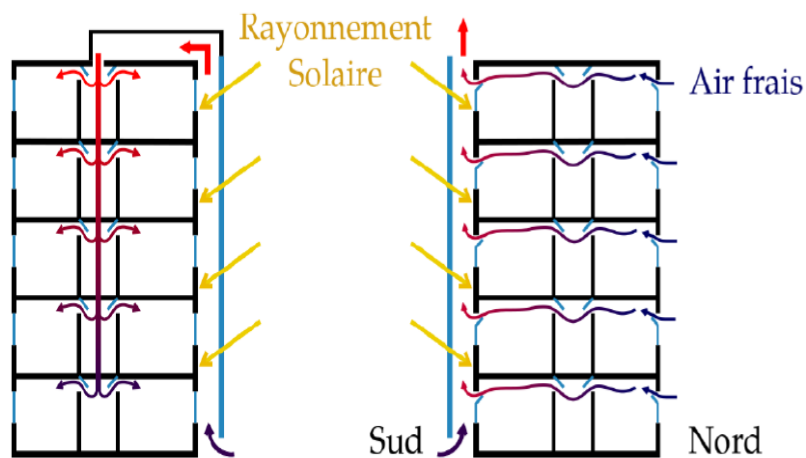


Figure I.4 : fonctionnement d'une paroi double peau pour créer une ventilation naturelle en été à droite et en hiver à gauche

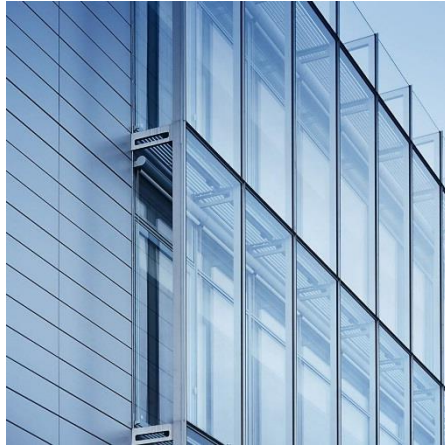


Figure I.5 : exemple d'une paroi double peau (source [www.domusweb.it](http://www.domusweb.it))

Dans la première partie de notre travail, on s'est intéressé à l'étude de la convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé.

### I.3. Mécanisme de la ventilation naturelle

Le renouvellement de l'air en ventilation naturelle se fait par deux mécanismes : effets thermiques créés par la différence de température, et les effets du vent ou parfois les deux à la fois.

#### I.3.1. Effet thermique

Le renouvellement de l'air se fait par la différence de pression générée par la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur.

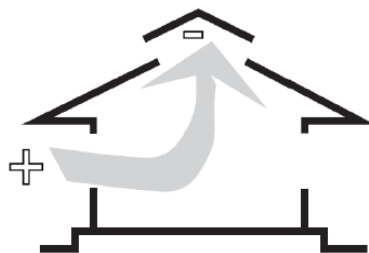


Figure I.6 : Ventilation naturelle par effet thermique (A. Sharag-Eldin, 1998)

#### I.3.2. Effet du vent

En ventilation naturelle, le vent agit par deux effets, à savoir : les effets moyens dus à une différence de pression moyenne entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment et les effets turbulents dont on distingue entre les fluctuations de pression liées à la turbulence du vent et la diffusion turbulente à l'interface entre l'écoulement extérieur et la cavité (**Muriel Regard, 1996 ; Marcello Caciolo, 2010**).

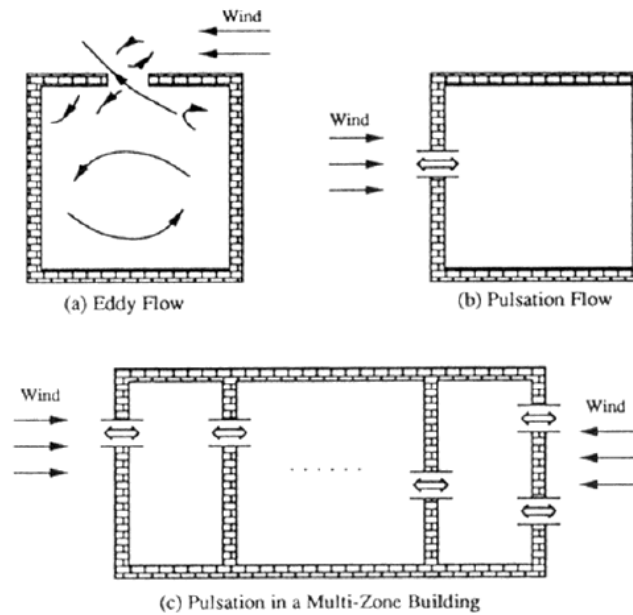


Figure I.7 : écoulement par tourbillon et écoulement par pulsation (Haghighat et al., 1991)

### I.3.2.1. Définition et origine du vent

Les mouvements de l'air sont dus à la différence de température entre deux points, cette différence crée une différence de densité de masse d'air qui par la suite provoque leur déplacement (Nachida Kasbaji Merzouk, 2006). Le vent est généralement caractérisé par deux facteurs essentiels : sa vitesse et sa direction ; La vitesse du vent est dans la plus part des cas mesurée à l'aide d'un anémomètre, alors que sa direction est connue en utilisant une girouette.

#### I.3.2.1.1. Variation verticale de la vitesse du vent

Plusieurs facteurs influents sur la vitesse du vent, mais le facteur le plus important est la variation de la vitesse selon l'altitude. Pour calculer la vitesse à différentes altitudes, plusieurs travaux ont été développés dont le but été de mettre en œuvre des outils mathématiques caractérisant cette variation. On trouve la loi logarithmique, la loi de puissance modifiée, loi à coefficient variable aussi bien que plusieurs autres. D'autres travaux se sont intéressés à la comparaison entre ces différentes lois afin de trouver la loi la plus adéquate et la plus fiable. Nachida. K a fait une étude détaillée sur ces lois d'extrapolation (Nachida Kasbaji Merzouk, 2006).

- **Loi logarithmique**

Cette loi permet de déduire le profil logarithmique à partir du rapport du profil vertical du vent.

La vitesse  $V_2$  au point  $Z_2$  peut être calculée en utilisant la méthode d'extrapolation, elle s'écrit comme suit : (**Nachida Kasbaji Merzouk, 2006**)

$$V_2 = V_1 \frac{\ln\left(\frac{Z_1}{Z_0}\right) - \psi_m\left(\frac{Z_1}{L}\right)}{\ln\left(\frac{Z_2}{Z_0}\right) - \psi_m\left(\frac{Z_2}{L}\right)} \quad (\text{I.1})$$

Avec :  $\psi_m$  fonction universelle

$Z_0$  : Rugosité du sol

Dans le cas des conditions neutres, la fonction universelle étant nulle, l'équation précédente devient :

$$V_2 = V_1 \frac{\ln\left(\frac{Z_1}{Z_0}\right)}{\ln\left(\frac{Z_2}{Z_0}\right)} \quad (\text{I.2.})$$

- **Loi de puissance 1/7**

La loi de puissance qui permet l'extrapolation verticale de la vitesse du vent d'un niveau  $Z_1$  à un niveau  $Z_2$ , se met sous la forme : (**Nachida Kasbaji Merzouk, 2006**)

$$V(z_2) = V(z_1) \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^{\alpha_e} \quad (\text{I.3.})$$

Avec :

$$\alpha_e = \frac{\varphi_M\left(\frac{Z_g}{L}\right)}{\ln\left(\frac{Z_g}{Z_0}\right) - \psi_m\left(\frac{Z_g}{L}\right)} \quad (\text{I.4.})$$

$\varphi_M$  : Fonctions universelles du moment

$\psi_m$  : Fonction implicite du moment

$Z_g$  : la moyenne géométrique de la hauteur donnée par :

$$Z_g = (z_1 * z_2)^{1/2} \quad (\text{I.5})$$

Après l'élimination de l'effet de l'instabilité atmosphérique liée à la variation de la radiation solaire entre la nuit et le jour, l'auteur fait tendre la longueur de Monin-Obukov vers l'infini en supposant l'atmosphère neutre. Dans ce cas, l'exposant prend une forme logarithmique sous la forme :

$$\alpha_e = \frac{1}{\ln\left(\frac{Z_g}{Z_0}\right)} \quad (\text{I.6})$$

L'auteur montre graphiquement que pour des régimes de vent très élevés et pour des altitudes élevées, la loi de puissance 1/7 est la limite du modèle de similitude, d'où l'expression :

$$V_2 = V_1 \left(\frac{Z_1}{Z_2}\right)^{1/7} \quad (\text{I.7})$$

- **Loi de puissance**

La loi de puissance développée par Justus C.G. et all, s'écrit sous la forme suivante :

$$V_2 = V_1 \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right)^n \quad (\text{I.8})$$

$n$  étant un exposant dépendant, selon Reed, de la vitesse mesurée à  $Z_1$

D'après C.G. Justus et A.S. Mikhail, Reed propose la relation suivante pour l'extrapolation de la vitesse du vent d'un niveau 1 à un niveau 2 :

$$V_2 = \alpha V_1^\beta \quad (\text{I.9.})$$

Avec :

$$\alpha = \left(\frac{Z_1}{Z_2}\right)^{0.27960 + 0.03265 \ln Z_1} \quad (\text{I.10})$$

$$\beta = 0.90169 + 0.10528 \ln Z_1 - 0.05502 \ln Z_2 - 0.006424 \frac{\ln Z_1}{\ln Z_2} \quad (\text{I.11})$$

- **Loi de puissance modifiée**

Ce modèle a pour but d'allier théorie et expérimentation par l'introduction du paramètre de rugosité dans la loi de puissance. Le modèle de la puissance modifiée a été proposé par Mikhail et Justus C.G. et all en 1981. Pour une altitude égale à 10m, et pour des conditions neutres de stabilité, l'exposant de la loi de puissance se met sous la forme

$$n_m = \frac{1}{\ln\left(\frac{Z_g}{Z_0}\right)} - \left[ \frac{0.0881}{1 - 0.0881 \ln\left(\frac{Z_1}{10}\right)} \right] \ln\left(\frac{V_1}{V_n}\right) \quad (\text{I.12})$$

Avec  $V_n = 6$  m/s pour des conditions neutres de stabilité

$Z_g$  la moyenne géométrique de la hauteur.

En 1985, Mikhail ajuste expérimentalement le modèle précédent et propose l'expression suivante :

$$n = \frac{1}{\ln\left(\frac{Z_g}{Z_0}\right)} + \frac{0.0881 - 0.0881 \ln V_1}{1 - 0.0881 \ln\left(\frac{Z_1}{10}\right)} \quad (\text{I.13})$$

Cependant, d'autres travaux ont été faits pour tester ces lois d'extrapolation ; le test le plus général est ce de Peterson (**Nachida Kasbaji Merzouk, 2006**) ; Après avoir comparé plusieurs lois, il a conclu que la loi de puissance 1/7 donne les meilleurs résultats.

### I. 3.3. Effet combiné

Dans une situation réelle, les effets du vent et les effets thermiques coexistent. On peut alors construire des bâtiments en profitant de ces deux phénomènes à la fois ; cependant, cela nécessite une bonne maîtrise et une conception très complexe du bâtiment (**Ghjuvan A.F, 2014**).

### I.4. Exemple de bâtiments ventilés naturellement

La ventilation naturelle est le moyen le plus ancien de ventilation, elle est connue depuis plusieurs civilisations et plusieurs époques, on trouve les « badgir » en Iran et les « malquaf » en Egypte (piège à vent). On trouve des bâtiments utilisant la technique de ventilation mixte (naturelle plus mécanique) aussi bien que des buildings ventilés uniquement par la technique de la ventilation naturelle; on cite à titre d'exemple l'établissement britannique de recherche (EBR), office européen des brevets (EPO) et les bâtiments d'éducation Pearson (**Christine E. Walker, 2006**), figures (5, 6 et 7), l'immeuble résidentiel en Catane et le Bâtiment d'hébergement de l'IESC en Corse figure8 (**Ghjuvan Antone Faggianelli, 2014**).



**Figure I.8 : l'établissement britannique de recherche (EBR)**



**Figure I.9 : office européen des brevets (EPO)**



**Figure I.10 : bâtiments d'éducation Pearson**



**Figure I.11 : Bâtiment d'hébergement de l'IESC en Corse**



## **I.5. Rôles et Objectifs de la ventilation naturelle**

D'après une étude de l'ADME, la majorité des gens, plus de 80%, passe jusqu'à 90% de leurs temps dans des endroits clos (**Pierre Hérant, 2004**). Un bâtiment mal aéré contient une mauvaise qualité de l'air peut engendrer des conséquences néfastes sur le bâtiment lui-même et sur la santé des occupants, c'est ce que les chercheurs appellent « syndrome du bâtiment malsain » (**M. J. Finnegan et al., 1984**). Le rôle de la ventilation naturelle est d'assurer que l'air à l'intérieur soit de bonne qualité tout en éliminant les polluants qu'il contient ou de les maintenir à des concentrations sans effet sur la santé de l'être humain. En plus de veiller sur la santé des occupants, la ventilation naturelle vise aussi à éviter toute cause qui fait dégrader l'état de bâtiment, dans le cas d'un taux d'humidité très élevé par exemple. La ventilation naturelle a pour objectif d'assurer un apport d'air neuf suffisant et des conditions de confort acceptables (vitesse et température de l'air) à l'intérieur, grâce à une meilleure distribution de ces paramètres.

Avec les crises économiques, 1973 et 2014, et l'instabilité des prix des énergies dites « classiques », pétrole, gaz, ...etc., même les faibles consommations d'énergie par un système de ventilation mécanique sont devenues un inconvénient pour un bâtiment à haute performance énergétique (**Ghjuvan Antone Faggianelli, 2014**). Plusieurs études ont été faites dont l'objectif était d'évaluer l'utilisation de la ventilation naturelle pour réduire la consommation d'énergie (**E. Gratia et al., 2004 ; G.M. Stavrakakis et al., 2008**), autres études se sont focalisées sur la comparaison entre les deux types de ventilation, naturelle et mécanique (**Tobias Schulze et al., 2012**) et (**H. Breesch, 2006**). L'aspect le plus important de la ventilation naturelle est la sensation de confort par les occupants. Dans le cas des bâtiments fermés, la ventilation mécanique ne répond pas à nos besoins et n'assure pas une ambiance saine en causant un environnement bruyant, alors qu'un système de ventilation naturelle qui se fait d'une façon silencieuse pourra être une meilleure solution afin de réduire et même éliminer le syndrome du bâtiment malsain. Avec tous ces bienfaits de la ventilation naturelle et avec l'augmentation des prix des énergies « classiques », il est devenu indispensable de concevoir les bâtiments d'une façon à profiter au maximum de cette source d'énergie naturelle et ne se substituer à la ventilation mécanique et aux systèmes de climatisation que dans les cas et les besoins extrêmes (**Louis Stephan, 2010**).

On distingue la « ventilation de confort » utilisée en journée, et la « Surventilation » nocturne qui permet de rafraîchir le bâtiment d'une manière passive.

### **I.5.1. Ventilation de confort**

La technique la plus utilisée est la ventilation naturelle traversante, son objectif est d'assurer le confort des occupants en créant un mouvement d'air à l'intérieur de la pièce. Le fait que la température extérieure est plus élevée à celle de l'intérieur, une augmentation de la température à l'intérieure du local sera remarqué, le local ne doit donc pas stocker de chaleur et doit être construit d'une façon à profiter au maximum de la circulation de l'air autour de la construction en utilisant des matériaux spécifique (bois, béton léger...etc.). On doit alors prendre en considération la position de notre construction par rapport à la direction du vent aussi bien que les endroits et les superficies des ouvertures pour l'aération. En terme de vitesse, **(C. Sacré, 1997)** ont prouvé qu'avec une vitesse de vent au niveau des ouvertures de 1m/s, la ventilation peut facilement jouer son rôle et améliore la sensation du confort.

### **I.5.2. Surventilation nocturne**

Ce type de ventilation permet de rafraichir le bâtiment par convection et de stocker du froid pour assurer le confort thermique en journée. Pour cela, le bâtiment est maintenu fermé, c'est-à-dire qu'il n'est y a pas de ventilation pendant la journée **(B. Givoni, 1992)**. Les parois du bâtiment doivent aussi être des très bon isolants afin de permettra un meilleur stockage de froid. Plusieurs études, numériques et expérimentales, ont montré l'efficacité de cette technique de ventilation **(P. Blondeau et al., 1997 ; M Kolokotroni et al., 1999 ; V. Geros et al., 1999)**. Le bâtiment doit avoir une bonne isolation thermique afin qu'il puisse à la fois stocker le froid et ne laisse pas les apports dus au soleil et à la chaleur pénétrés à l'intérieur. **(M. Kolokotroni et al., 1999)** ont montré que cette technique de ventilation naturelle traversante assure jusqu'à 40% d'économie d'énergie.

### **I.6. Difficultés et limites liées à l'évaluation de la ventilation naturelle**

Bien que la ventilation naturelle des locaux donne des résultats satisfaisants en termes de réduction de la facture énergétique, cette technique montre ses limites lorsque l'occupant ou le constructeur veut avoir des valeurs bien précises des facteurs de confort (vitesse et température de l'air) vu sa dépendance des conditions climatiques et des sollicitations météorologiques ; aussi, le potentiel du confort est variable d'un site à un autre. Cependant, il faut prendre en considération que les contraintes de confort pour un bâtiment ventilé naturellement différent de celles d'un bâtiment ventilé mécaniquement ; Les gens habitués à

des bâtiments ventilés naturellement supportent des degrés de températures plus élevés (Zhaojun Wang et al., 2010), (Han-Hsi Liang et al., 2012).

### I.6.1. Evaluation des débits de ventilation en hiver

Des défauts d'étanchéité se présentent pour tous types d'enveloppe de bâtiment par lesquels l'air transite vers l'intérieur. On peut citer à titre d'exemple des défauts tels que les fissures dans les murs, les menuiseries des portes et fenêtres...etc. (Gadhile, 1990).

Le débit volumique d'air passant par **un petit orifice** peut être exprimé par une relation de type :

$$Q_v = K (\Delta P)^n \quad (I.14)$$

Avec :

$Q_v$  : Débit volumique d'air ( $m^3/h$ )

$K$  : coefficient de perméabilité à l'air ( $m^3/(h.Pa^n)$ )

$\Delta P$  : Différence de pression de part et d'autre du défaut (Pa)

$n$  est un exposant caractéristique de l'écoulement, variant entre 0.5 pour un écoulement turbulent et 1 pour un écoulement laminaire.

Ainsi, plusieurs modèles ont été développés par **ASHRAE** pour le calcul empirique du renouvellement de l'air :

Le modèle qui permet d'estimer le renouvellement d'air lié **aux infiltrations (ASHRAE Fundamentals, 1981)**:

$$ACH = K_1 + K_2 \Delta T + K_3 U \quad (I.15)$$

Avec :

ACH : taux de renouvellement d'air (volume par heure)

U : vitesse du vent (m/s)

$\Delta T$  : Différence de température entre l'intérieur et l'extérieur (en °C)

$K_1$ ,  $K_2$  et  $K_3$  sont des coefficients empiriques, fonction du degré d'étanchéité de l'enveloppe.

**Par la suite, ASHRAE (ASHRAE Fundamentals, 1985)** donne une estimation de la surface des fuites sous forme de tables pour les différents types de composants. Ainsi la surface totale des fuites de l'enveloppe peut être calculée en faisant la somme des contributions des différents défauts de l'enveloppe. Cette valeur est à multiplier par le taux d'infiltration spécifique de l'édifice (taux de renouvellement d'air par unité de surface de fuite) donné par :

$$Q_v / L = \left[ (K_1 \Delta T + K_2 U^2) \right]^{0.5} \quad (\text{I.16})$$

Avec :

$Q_v$  : débit volumique de renouvellement d'air ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

L : surface de fuite équivalente ( $\text{cm}^2$ )

$K_1$  et  $K_2$  présentent respectivement les effets thermiques et les effets du vent, ils sont en fonction de la classe d'exposition au vent du bâtiment et de la hauteur.

**Le Lawrence Berkeley Laboratory (LBL)** a développé un modèle plus précis que ceux de l'ASHRAE, à partir des tests de pressurisation sur des bâtiments (**Modera et al., 1983 ; Sherman, 1980**). L'ASHRAE a classé ce modèle parmi les modèles monozones qui donne les meilleurs résultats globaux.

Le modèle empirique de LBL est donné par :

$$Q_v = L (f_s^2 \Delta T + f_w^2 U^2)^{0.5} \quad (\text{I.17})$$

Avec

$Q_v$  : débit volumique d'air ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

L: surface équivalente de fuite ( $\text{m}^2$ )

$f_s$  : coefficient caractérisant le tirage thermique

$f_w$  : coefficient caractérisant l'effet du vent

## I.6.2. Evaluation de débit de ventilation naturelle en été

Pour les deux type de ventilation, l'air circule sous l'action de : l'effet du vent ou l'effet thermique ou encore les deux à la fois.

### I.6.2.1. Effet du vent

Le vent est la source d'énergie pour la ventilation naturelle, il agit de deux façons ; soit par ses effet moyens qui se traduisent par une différence de pression ou par ses effets turbulents. L'effet du vent sur un corps, pour notre cas un bâtiment, est représenté par une pression d'arrêt, cette pression dépend de la vitesse et de la direction du vent, de la hauteur, de la forme du bâtiment et de la nature du terrain.

On calcule la pression du vent à partir de l'équation de Bernoulli simplifié :

$$P_v = \frac{1}{2} . C_p . \rho . V^2 \quad (\text{I.18})$$

Dont :  $V$  : la vitesse du vent à la hauteur de référence (m/s)

$C_p$  : Coefficient de pression

$\rho$  : La masse volumique de l'air (kg/m<sup>3</sup>)

Les pressions peuvent être positives ou négatives selon la position par rapport à la direction du vent, on trouve des pressions positives sur les surfaces appelées « face au vent » ce qui crée des infiltrations, et des exfiltration pour les surfaces sous le vent. Ainsi la valeur de la pression, positive ou négative, dépend de l'angle d'incidence du vent.

**Crommelin et Vrins (Crommelin et al., 1988)** ont fait une étude sur le renouvellement de l'air pour un local ouvert sur l'extérieur en utilisant un modèle réduit cubique en soufflerie. Ils ont par la suite établi des corrélations entre le débit volumique de ventilation et la vitesse du vent :

pour une longueur amont de façade de 0.35m :

$$Q_v = 0.58U^{0.64} \quad (I.19)$$

pour une longueur amont de façade de 0.65m

$$Q_v = 0.48U^{0.74} \quad (I.20)$$

**Crommelin et Vrins** donnent une corrélation pour le calcul de débit volumique de ventilation en fonction de la superficie de l'ouverture, et cela pour une vitesse de vent de 3m/s :

$$Q_v = 60.8U^{0.92} \quad (I.21)$$

Warren (**Warren, 1986**) a proposé une formule qui permet d'estimer la valeur du débit volumique de renouvellement de l'air dû au vent

$$Q_v = 0.025U_{ref} \quad (I.21)$$

Dans le cas de la ventilation traversante, le débit de l'air peut être calculé à partir de la relation suivante :

$$Q_v = C_d A \sqrt{2\Delta P / \rho} \quad (I.22)$$

Dont :  $C_d$  : coefficient de décharge de l'ouverture

$\Delta P$  : différence de pression entre les deux ouvertures

$A$  : superficie des ouvertures

Cette relation n'est valable que dans le cas où le local comporte deux ouvertures identiques.

Dans le cas dont le local comporte deux ouvertures différentes, le débit peut être calculé à partir de la relation suivante (**Swami et al., 1988**) :

$$Q_v = A_e U_{ref} C_d (\Delta C_p)^{1/2} \quad (I.23)$$

Où

$$A_e : \text{surface équivalente} : A_e = A_1 A_2 / (A_1^2 + A_2^2)^{1/2} \quad (I.24)$$

$\Delta C_p$  : différence entre les coefficient de pression sur les deux façade

$U_{ref}$  : vitesse du vent à la hauteur de référence (m/s)

### 1.6.2.2. Effet thermique

Dans le cas où la ventilation se fait uniquement sous l'effet thermique, le débit de ventilation à travers une grande ouverture verticale se calcule à partir de la relation suivante :

$$Q_v = \frac{1}{3} A C_d \left( \frac{g H \Delta T}{T_{moy}} \right)^{1/2} \quad (I.25)$$

Où  $C_d$  : coefficient de décharge lié à l'ouverture

A : surface de l'ouverture

Warren (**Warren, 1978**) a prouvé expérimentalement que cette expression n'est valable que dans le cas des fenêtres coulissantes. Dans ce cas, le coefficient de décharge est de 0.61 (conforme à la valeur théorique). Dans le cas des fenêtres pivotantes il est nécessaire d'introduire, dans l'expression théorique, un coefficient correctif qui dépend de l'angle d'ouverture de la fenêtre.

## I.7. Rappel bibliographique sur la ventilation naturelle

De nombreux travaux se sont intéressés à la simulation numérique de la ventilation naturelle dans les bâtiments par différentes méthodes. Les premiers à avoir appliqué la méthode CFD pour simuler l'écoulement de l'air dans les bâtiments sont **Nielsen (Nielsen, 1974)** et **Gadgil (Gadgil, 1980)**. Leurs résultats ont prouvé que les modèles les plus fiables et les plus réponsus sont les modèles par code de champs. Ces modèles donnent de bons résultats pour un temps de calcul acceptable. Autres travaux se sont intéressés à l'étude de la turbulence et à la comparaison entre les différents types de turbulence (**Heschl et al., 2005 ; CAO, 2006 ; Jovray et al., 2006**). Plus que l'étude de l'écoulement de l'air dans les locaux d'habitation par ventilation naturelle, des chercheurs se sont focalisés sur la qualité de l'air à l'intérieur du bâtiment (concentration des polluants, taux d'humidité...etc) (**Hyun et al.,2001 ; SVIDT et al.,2001 ; Gadgil, 2003 ; Tareq Hussein, 2005 ; Sohn, 2006 ; Sohn et**

**al., 2006).** a fait une étude sur la prédiction de la distribution de la vitesse et de la température de l'air dans un local refroidi par le plafond et chauffé par l'un de ses cotés (mur) afin de prédire l'influence de la position de la source de chaleur sur le confort thermique pour différentes valeur de nombre de Rayleigh.

**(Regard, 1996)** a fait une étude sur l'écoulement d'air dans un local ventilé naturellement par une ou deux grande ouverture, son travail vise à l'évaluation du débit de renouvellement d'air en utilisant une méthode CFD. On cite aussi les travaux de **(Monika Woloszyn, 1999)** dont l'objectif de son travail vise à « aboutir un outil fiable et exhaustif permettant d'analyser la propagation de l'humidité à l'intérieur d'un espace multizone, l'exhaustivité recherchée s'exprime dans la prise en compte de tous les phénomènes physique nécessaire pour une représentation complète de la réalité ». Par la suite Caciolo **(Caciolo, 2011)** s'est intéressé à l'étude de la ventilation naturelle monofaçade pour le rafraîchissement des bureaux.

La plupart de ces études se sont intéressés à l'étude d'un seul paramètre caractérisant le confort thermique, humidité ou vitesse de l'air par exemple, autre étude ont eu comme objectif la comparaison entre des différents modèles de turbulence ou différentes modélisation de la ventilation naturelle. Peu sont les études qui se sont intéressées à l'évaluation du confort tout en visualisant la distribution des valeurs des différents paramètres tels que la vitesse et la température de l'air.

C'est dans ce cadre que porte notre thèse, nous allons étudier le comportement aérodynamique d'un local d'habitation en période d'inoccupation afin d'évaluer le confort thermique à l'intérieur de ce dernier en étudiant la distribution de la vitesse et de la température.

## **I.8. Définition et principe physique de la convection naturelle**

La convection est le mode de transfert thermique entre un solide et un liquide ou un gaz. Le transfert de chaleur par convection s'effectue en plusieurs étapes. La chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluide avoisinantes ce qui fait augmenter la température et l'énergie interne de ces dernières ; par la suite, ces particules vont se mélanger avec d'autres particules d'une basse température et transférer une partie de leur énergie, celle-ci est à présent emmagasinée dans les particules fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement **(Khelifi T, 2012)**.

On distingue trois types de convection selon la nature de l'écoulement :

- La convection forcée dont le mouvement du fluide est imposé par une force extérieure (pompe, soufflerie...etc),
- La convection naturelle dont laquelle le fluide s'écoule sous l'effet d'un gradient de densité (gradient de température par exemple),
- La convection mixte où le mouvement du fluide résulte de la combinaison des deux autres type de convection : naturelle et forcé

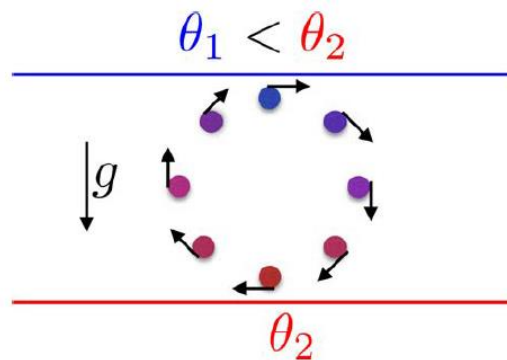


Figure I.12 : principe physique de la convection naturelle entre deux plaques planes horizontales : cas de convection de Rayleigh-Bénard

On convection naturelle, on peut distinguer entre quatre catégories d'écoulement (**Charles Garnier, 2014**) :

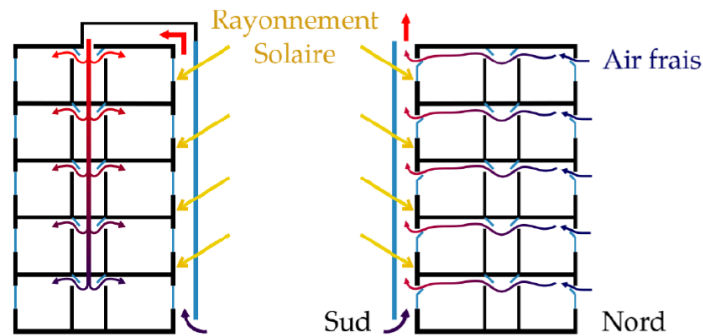
- Ecoulement externes de type couche limite en milieu infini (plaque plane verticale),
- Ecoulement de type panache,
- Ecoulement confinés dans des enceintes partiellement ouvertes (canal vertical)
- Ecoulement confiné dans une enceinte fermée.

### I.8.1. Le canal vertical

Nous nous sommes intéressés à l'étude numérique de la convection naturelle dans une enceinte partiellement ouverte : canal vertical asymétriquement chauffé. Cette technique est très utilisée en industrie, on cite à titre d'exemple : Double-façades (ou double-peaux) traditionnelles, Le mur Trombe et la paroi double-peaux photovoltaïques. Cette technique de convection naturelle sert à :

- Améliorer l'isolation thermique ;
- Préchauffer l'air en hiver ;
- Ouvrir des perspectives esthétiques ;
- Créer une ventilation naturelle par convection.





**Figure I.13 : fonctionnement d'une paroi double peau pour créer une ventilation naturelle en été à droite et en hiver à gauche (Christophe DAVERAT, 2012)**

### **I.8.1. Effet cheminée**

En convection naturelle à flux constant le long d'une plaque plane verticale, une couche limite se forme le long de la plaque, cette couche limite est alimentée en fluide froid par du fluide venant de la direction perpendiculaire à la paroi. Dans le cas où une autre plaque verticale est ajoutée suffisamment proche en parallèle de la paroi chauffée, l'écoulement de fluide froid dans la direction horizontale ne pourra plus s'effectuer. L'alimentation en fluide froid s'effectue alors dans la direction verticale créant ainsi une aspiration de fluide entre les deux plaques verticales. Si l'épaisseur de la couche limite est plus faible que la demi-largeur du canal, un régime de couche limite sera observé. Si l'épaisseur de la couche limite est plus grande que la demi-largeur du canal alors c'est un régime pleinement développé qui sera observé.

L'écoulement à l'intérieur d'un canal vertical chauffé est dû à la poussée d'Archimède et au confinement de l'écoulement. L'effet cheminée est le phénomène généré par le mouvement du fluide au sein d'un canal vertical créant une aspiration de fluide dans la direction verticale. Plus la différence de température entre le fluide chaud à l'intérieur du canal et le fluide à l'extérieur est grande plus l'effet cheminée est grand et le débit du fluide traversant le canal est élevé (Charles Garnier, 2014)

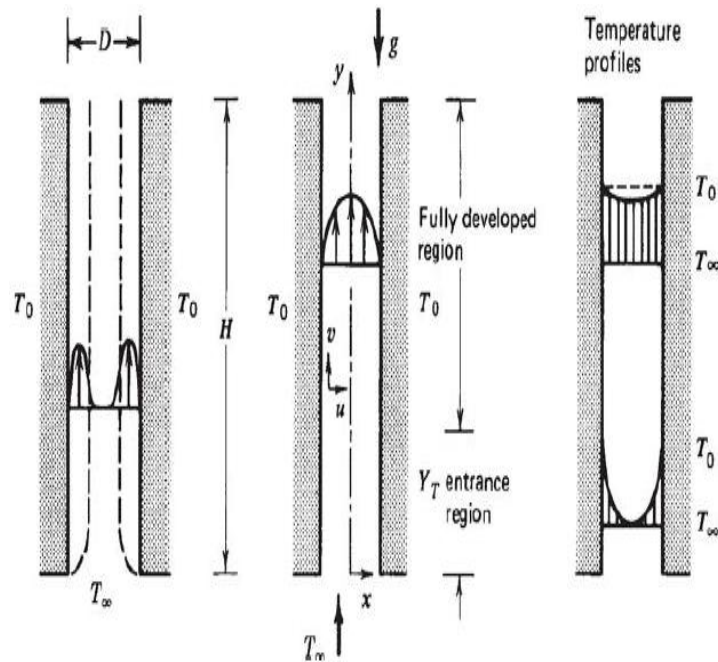


Figure I.14 : convection naturelle dans un canal vertical composé de deux plaques planes verticales chauffées à température constante (Charles Garnier, 2014)

### I.8.2. Nombre sans dimension

Les écoulements de convection naturelle peuvent être caractérisés par deux nombre sans dimension, à savoir :

- Le nombre de Prandlt Pr,
- Le nombre de Grashof Gr.

A partir de ces deux nombres, on peut facilement déduire le nombre de Rayleigh Ra. Cependant, le nombre sans dimension qui caractérise ces écoulements est le nombre de Nusselt Nu.

#### ➤ Le nombre de Prandlt

C'est le rapport entre la viscosité cinématique  $\nu$  ( $m^2s^{-1}$ ) et la diffusivité thermique  $\alpha$  ( $m^2s^{-1}$ ) :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (I.26)$$

Si le nombre de Prandlt est élevé, le profil de vitesse influe fortement sur le profil de température ; d'un autre côté, pour un nombre de Prandlt faible, cette influence est peu remarquable.

#### ➤ Le nombre de Grashof

Il compare l'effet de la poussée d'Archimède aux forces de viscosité :

Pour une température imposée 
$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2} \quad (I.27)$$

Pour un flux imposé : 
$$Gr = \frac{g \beta \varphi L^4}{\nu^2 k} \quad (I.28)$$

Où :

- $g$  : accélération de la pesanteur ( $m/s^2$ )
- $\beta$  : coefficient de dilatation ( $1/K$ )
- $\Delta T$  : différence de température ( $K$ )
- $L$  : longueur caractéristique ( $m$ )
- $\varphi$  : densité de flux ( $W/m^2$ )
- $k$  : conductivité thermique ( $W/m K$ )

#### ➤ Le nombre de Rayleigh

C'est une variante du nombre de Grashof, pour un nombre de Rayleigh faible, le transfert s'effectue principalement par conduction :

$$Ra = Pr \times Gr \quad (I.29)$$

#### ➤ Le Nombre de Nusselt

Ce nombre représente le rapport entre le transfert thermique global et le transfert thermique par conduction.

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad (I.30)$$

Dont  $h$  est le coefficient d'échange convectif ( $W/m^2 K$ ), il dépend de l'écoulement de fluide, des propriétés thermique du milieu et de la géométrie du système. Dans le cas où la convection est importante le nombre de Nusselt tend vers l'infini, et il tendra vers 1 si la conduction est le mode de transfert dominant.

### I.8.3. Rappel bibliographique sur la convection naturelle

Plusieurs études ont montré que l'utilisation des parois double peau dans le bâtiment améliore le confort thermique (A. Dimoudi et al., 2004 ; H. Manz et al., 2004 ; W. Ding et al., 2004 ; N. Safer, 2006). D'autres études de la littérature, numériques et expérimentales, ont été consacrées à appréhender le phénomène de la convection naturelle dans les parois verticales.

Plusieurs études ont intéressé à l'étude de la convection naturelle dans les parois verticales, une première corrélation numérique a été proposée par Elenbaas (**W. Elenbaas, 1942**) qui a étudié expérimentalement la convection libre dans un canal formé de deux plaques isothermes. Bodoia et Osterle (**J.F. Osterle et al., 1962**) ont développé une solution numérique en utilisant la méthode des différences finies ; Leurs résultats ont montré un bon accord avec les données expérimentales d'Elenbaas (**W. Elenbaas, 1942**) pour les nombres de Rayleigh intermédiaires. Gan (**G. Gan, 1998**) a étudié numériquement le débit d'air dans un mur trombe ; il a utilisé le modèle de turbulence (RNG)  $k-\epsilon$ , et montré que le débit d'air augmente avec la température du mur. Habib et al (**M.A. Habib et al., 2002**) ont effectué des mesures expérimentales de la vitesse en utilisant un anémomètre laser à effet Doppler pour l'étude de la convection naturelle turbulente dans un canal vertical chauffé, ils ont étudié deux configurations thermiques, canal symétriquement chauffé et asymétriquement chauffé. Ils ont montré que pour le cas où le canal est symétriquement chauffé, un écoulement de recirculation apparaît au centre du canal, alors que pour le deuxième cas ils ont remarqué que l'écoulement est plus rapide au voisinage de la paroi chauffée. Da Silva et al (**A.K. da Silva et al., 2005**) ont étudié numériquement la convection naturelle dans un canal vertical ouvert afin de déterminer la taille et la distribution optimale de la source de chaleur. Deux études ont été faites, a) trois sources de chaleurs similaires, b) une source de chaleur dont ils ont changé la taille tout en gardant le même flux, le nombre de Rayleigh variant entre 102 et 104 pour un nombre de Prandtl  $Pr=0.7$ . Leurs résultats ont montré que la position optimale dépend du nombre de Rayleigh pour le premier cas, alors que pour le deuxième, la distribution optimale est atteinte juste pour  $Ra=102$  et  $103$ .

Fossa et al (**M. Fossa et al., 2008**) ont fait une étude expérimentale de la convection naturelle dans une façade photovoltaïque double-peau, où ils ont étudié l'influence de la configuration géométrique des sources de chaleur sur le comportement de transfert de chaleur. Ospir et al (**D. Ospir et al., 2012**) et Popa et al (C. Popa et al., 2012) ont fait une étude expérimentale et numérique d'un écoulement dans un canal vertical chauffé asymétriquement en utilisant l'eau comme fluide d'étude afin de négliger l'effet radiatif ; Ces deux études ont mis en évidence un écoulement de type couche limite accompagné d'un écoulement de retour de longueur variable.. Polidori et al (**G. Polidori et al. 2015**) ont étudié expérimentalement l'écoulement aux tout premiers instants de la convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé à  $445\text{W/m}^2$  et  $1550\text{ W/m}^2$  ; Leur analyse a indiqué un

comportement topologique complexe dans l'écoulement interne menant à de nombreuses instabilités.

De nombreux travaux numériques et expérimentaux ont modifié la géométrie de la configuration simple en canal. Certains de ces travaux ont étudié les effets d'une extension adiabatique dans la section d'entrée ou de sortie comme dans l'étude de Lee (K.T. Lee, 1994) et Campo et al (A. Campo et al., 1999). D'autres travaux ont traité l'amélioration du transfert de chaleur par l'effet de cheminée dans un canal symétriquement chauffé (**A. Auletta et al., 2001; A. Auletta et al., 2002 ; A. Andreozzi et al., 2005 ; A. Andreozzi et al., 2009 ; A. Andreozzi et al., 2010 ; A. Andreozzi et al., 2012**), asymétriquement chauffé (**O. Manca et al., 2003 ; O. Manca et al., 2005 ; Z. Nasri et al., 2015**), ou les deux, symétriquement et asymétriquement (**A. Auletta et al., 2003**). D'autres travaux ont étudié l'influence de l'ajout de plaques adiabatiques ou chaudes à l'intérieur du canal (**T. Aihara, 1996 ; A. Andreozzi et al., 2001 ; A. Andreozzi et al., 2002 ; S. Taieb et al., 2013 ; Z. Doulfoukar et al., 2005**) ou l'ajout d'un cube adiabatique (**A. Abidi-Saad et al., 2016 ; A. Abidi-Saad et al., 2016**).

Les études de convection naturelle dans les canaux inclinés ont suscité moins d'attention que celles consacrées aux canaux verticaux. Ces travaux ont étudié l'inclinaison du canal entier (**O. Hiroyuki et al., 1974 ; L.F.A. Azevedo et al., 1985 ; Z.D. Chen et al., 2003 ; L. Susanti et al., 2008**) alors que la présente étude traite l'influence de l'inclinaison d'une seule paroi (la paroi adiabatique) du canal. À la connaissance des auteurs, c'est la première fois qu'une telle étude se concentre sur l'inclinaison d'une seule paroi dans le développement des écoulements de retour dans les canaux ouverts.

## **I.9. Notions du confort thermique**

Le confort thermique est une notion évolutive dans le temps. Elle est étroitement liée à la sensation de bien-être à l'égard du milieu environnant. Dans l'habitat, plusieurs phénomènes interviennent lors de la prise en compte du confort thermique et du bien-être des occupants, on distingue entre phénomène physique, physiologique et encore des phénomènes psychologique.

### **I.9.1. Aspects physiologiques du confort thermique**

Le corps humain dispose des récepteurs cutanés et internes qui sont responsables au réglage de son température, avoisinant 37°C. Sur ce fait, plusieurs actions provoquant un déséquilibre thermique sont à prendre en considération. Dans ce cadre on distingue entre

actions volontaires, tel que la vêture, le genre d'activité ou encore la modification des conditions climatiques intérieurs, et des actions involontaires ou inconscients, comme la vasomotricité et la sudation et le frissonnement.

### I.9.2. Présentation des modes de transferts de chaleurs

En réalité, le transfert de chaleur ce fait par trois modes, la conduction, la convection et le rayonnement. Ces trois types de transfert agissent sur la thermorégulation de la personne et interviennent dans le bilan thermique global L.

$$L = (M - W) \pm R \pm C \pm K - E - \text{Resp} \quad (\text{I.31})$$

Dont :

L : bilan thermique

M : le métabolisme

W : la chaleur métabolique directement consommée sous forme de travail

R : les échanges radiatifs

C : les échanges convectifs

K : les échanges conductifs

E :  vaporation cutanée

Resp :  changes respiratoires

- **Le métabolisme**

Le métabolisme M caractérise la quantité de chaleur produite par réaction chimique à l'intérieur du corps. L'unité du métabolisme est le met, 1 met correspond à l'activité métabolique d'un corps au repos, égale à 58,2 W/m<sup>2</sup>. Sa grandeur est toujours positive et jamais nulles, sa valeur minimale est de 0,7 met ; cependant, cette valeur dépend des paramètres physiologiques, notamment le poids, la taille et le sexe de l'individu. Une partie du métabolisme est transformée en travail (W), ce dernier s'exprime par la relation suivante :  $W = \eta M$ . En général, le travail est nul, et quel que soit l'état de l'individu, celui-ci ne dépasse pas 20% du métabolisme. (**Nicolas Cordier, 2007**)

Le tableau ci-dessus présente les valeurs du métabolisme en fonction de l'activité de l'individu

**Tableau I.1 : valeurs du métabolisme selon le niveau d'activité (Nicolas Cordier, 2007)**

<b>Activité</b>	<b>Métabolisme [met]</b>	<b>Rendement mécanique <math>\eta</math></b>
Allongé, au repo	0.8	0
Assis, au repos	1	0
Assis, en lecture	1	0
Assis, en écriture	1.1	0
Travail sur ordinateur	1.2	0
Debout, au repos	1.2	0
Debout, activité légère	1.6	0
Debout, activité moyenne	2	0.05

- **Les échanges radiatifs**

On distingue entre rayonnement courtes longueur d'onde (CLO) et rayonnement grande longueur d'onde (GLO).

L'exemple, ou la source, le plus connu des corps émettant des longueurs courtes est le soleil ; cependant, bien que ces corps génèrent un apport énergétique non négligeable, la plus part des études portant sur le confort thermique ne tiennent pas en considération ce type de rayonnement, vu la difficulté de la caractérisation du phénomène de tache solaire et l'évaluation du rayonnement CLO induit.

Le rayonnement GLO est le résultat d'une différence de température entre le corps de l'individu et le milieu environnant, surfaces du local. Le rayonnement GLO est plus important au fur et à mesure que cette différence de température est élevée.

- **Les échanges convectifs**

On distingue entre deux types des échanges convectifs, les échanges convectifs libres et les échanges convectifs forcés. Le premier type apparaît lors d'une différence de température entre le corps humain et la température de l'air, et on parle des échanges convectifs forcés si l'air circule avec une vitesse importante, par exemple dans le cas de la présence d'un ventilateur.

- **Les échanges conductifs**

On parle des échanges conductifs si le corps humain est en contact directe avec une paroi ou une surface de température différente. Généralement, ce type d'échange est négligé devant les autres échanges.

- **Les échanges évaporatoires**

On trouve deux formes d'évaporation, la perspiration et la sudation.

La perspiration : causée par la présence permanente de l'eau dans la peau, la quantité d'eau évaporée dépend des conditions hygrométriques de l'air ambiant. Lors du calcul de bilan thermique, ces échanges ne peuvent pas être négligés.

La sudation est un processus qui se déclenche lors que le corps n'est plus en équilibre thermique.

- **Les échanges respiratoires**

Ces échanges se présentent sous forme de chaleur latente ou sensible résultant de mouvements, convectifs et évaporatoires, au niveau pulmonaire. Ils dépendent du débit respiratoire et des conditions hygrométriques de l'air ambiant. Ils ont une faible influence sur le bilan thermique, ne dépasse pas les  $100\text{W/m}^2$ .

### **I.9.3. Paramètres du confort thermique**

Lors d'une étude du confort thermique, plusieurs facteurs sont à pris en considération, on parle de la température de l'air, la température moyenne radiante, de la vitesse de l'air et d l'humidité, ces quatre derniers sont des paramètres physiques d'ambiance, on trouve aussi des paramètres liés à l'individu qui sont l'activité humaine et la vêtture ; Les valeurs de ces derniers varient entre les saisons vu que les vêtements portées en été et en hiver ont des degrés d'isolation différents.

- **La température de l'air**

La température de l'air, appelée aussi température ambiante est un facteur essentiel lors une étude d'évaluation du confort thermique. Elle intervienne dans plusieurs type d'échanges thermique (échanges convectifs, conductifs et respiratoire).



- **La température moyenne radiante**

Elle est utilisée lors du calcul des échanges radiatifs Grandes Longueurs d'Onde (GLO), elle présente la moyenne des températures des parois constituant le volume où se trouve l'occupant.

- **La vitesse de l'air**

La vitesse de l'air intervient dans le calcul de bilan thermique pour les échanges convectifs et évaporatoires. Cependant, l'influence de la vitesse sur le bilan thermique est limitée dans le cas de champs de vitesse bas.

- **L'humidité relative de l'air**

L'humidité relative de l'air intervient aux échanges évaporatoires cutanés et les échanges respiratoires. De nos jours, la majorité des locaux dispose du système de climatisation ce qui réduit ou voire même élimine la transpiration, sur ce fait ces échanges sont réduits à environ 20% des échanges thermiques globaux (**Berger, 1995**).

- **L'activité**

Elle est très importante pour le calcul du bilan thermique, elle présente la puissance calorifique produite par le corps. Elle a une forte influence sur la sensation de confort, par exemple dans le cas d'une très forte activité, elle produira une sensation d'inconfort chaud. Le tableau ci-dessus présente les valeurs de métabolisme en fonction de l'activité.

- **La vêtue**

Elle influe sur tous les modes d'échange thermique (conductifs, convectif, radiatif et évaporatoire), elle joue le rôle d'un isolant thermique notamment en saison froide, ce rôle se présente lors du calcul par un indice dit de « vêtue », LcL, exprimé en clo, caractérisant la résistance thermique des vêtements ( $1 \text{ clo} = 0.155 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$ ).

Les tableaux ci-dessus présentent les tenues typiques pour chaque valeur d'élément de vêtue (exprimé en clo) (**Nicolas Cordier, 2007**).

La vêtue totale LcL de la personne est déterminée en faisant la somme des éléments de vêtue composant le vêtement, et l'en multiplie par un coefficient de 0.82.

**Tableau I.2 : valeurs d'éléments de vêtture (exprimées en clo)**

Homme				femme			
Tee-shirt	0.06	Caleçon	0.05	Collants	0.01	Bas	0.01
Caleçon long	0.35	Chaussettes basses	0.04	Slip, soutien-gorge	0.05	Chemisier léger	0.20
Chaussettes de ville	0.0.10	sandales	0.02	Robe épaisse	0.29	Robe légère	0.22
Chaussures de ville	0.14	Bottes	0.08	Jupe épaisse	0.70	Jupe légère	0.10
Chemise manche courte	0.14	Chemise épaisse Manche courte	0.25	Pantalon épais	0.22	Pantalon léger	0.26
Chemise manche longues	0.22	Chemise épaisse manche longues	0.29	Pull épais	0.44	Pull léger	0.17
Veste léger	0.22	Veste épaisse	0.49	Veste épaisse	0.37	Veste légère	0.17
Pull léger	0.22	Pull épais	0.37	Chaussures légères	0.04	sandales	0.02

**Tableau I.3 : valeurs de vêtture de tenues vestimentaires types**

Tenue vestimentaire	Vêtture [m <sup>2</sup> .C.W <sup>-1</sup> ]	Vêtture [clo]
Nu	0	0
<b>Tenue tropicale type</b> Slip, short, chemisette légère, chaussures légères	0.047	0.3
<b>Tenue d'été légère</b> Slip, short, chemisette légère, chaussures légères	0.078	0.5
<b>Tenue de travail légère</b> Sous-vêtement légères, chemise manches longues, pantalon de	0.124	0.7

travail, chaussettes en laine, chaussures		
<b>Tenue d'intérieur pour l'hiver</b> Sous-vêtement légères, chemise manches longues, pantalon, chandail manches longues, chaussette épaisse, chaussures	0.155	1
<b>Tenue de ville d'hiver</b> Sous-vêtement chauds, chemise, costume trois pièces, chaussettes en laine, grosse chaussures	0.233	1.5

Plus que jouer le rôle d'un isolant, les vêtements porté par l'être humain peut aussi créent un microclimat entre la peau et le vêtement (**Berger, 1995**).

#### **I. 9.4. Aspects psychologiques du confort**

Plus que les paramètres déjà cités qui ont une influence sur le confort thermique des occupant et sur 'évaluation du bilan thermique, d'autre paramètres non thermique peuvent être aussi joue un rôle très importante dans ce qui concerne ce sujet. On cite par titre d'exemple : le sexe, l'âge, le régime alimentaire, la couleur de l'ambiance.

D'autres facteurs sociologiques ou culturels peuvent aussi intervenir lors l'évaluation du confort thermique. Suite d'une facture énergétique très chère, l'individu aura tendance à modifié les températures de consigne afin de baisser cette consommation.

#### **I. 9.5. Modèles et indices de confort thermique**

##### **I. 9.5.1. Les modèles de confort**

Plusieurs modèles de prédiction des niveaux de confort à l'intérieur des locaux ont été développés (**Gagge et al., 1986**) afin de pouvoir évaluer le confort thermique en thermo-aéraulique des bâtiments.

Jusqu'à maintenant, le modèle le plus utilisé et le plus répandu est bien le modèle de **Fanger (Fanger, 1967)** qui est aussi adopté par la norme **ISO 7730**, contrairement aux autres modèles, le modèle de Fanger est simplifié et prend en considération un nombre limité de paramètres ce qui lui rend le plus fiable et le plus utilisé.

Dans ce modèle, les échanges sont pris d'une façon globale, et les équations de la température cutanée  $T_{peau}$  et l'énergie sudatoire  $E_{sud}$  sont établie comme fonction du seul métabolisme :

$$T_{peau} = 35.7 - 0.0275(M - W) \quad (I.32)$$

Où :

$T_{peau}$  : Température cutanée [°C]

$M - W$  : Le métabolisme [ $W.m^{-2}$ ]

$$E_{sud} = 0.42((M - W) - 58.15) \quad (I.33)$$

Où :

$E_{sud}$  : L'énergie sudatoire [ $W.m^{-2}$ ]

$M - W$  : Le métabolisme [ $W.m^{-2}$ ]

Le bilan thermique de l'individu est devenu ainsi :

$$\begin{aligned} L = & \underbrace{(M - W)}_{\text{Métabolisme}} \\ & - \underbrace{\left[ 3,05 \cdot 10^{-3} (5733 - 6,99(M - W) - P_a) \right]}_{\text{perspiration}} - \underbrace{\left[ 0,42((M - W) - 58,15) \right]}_{\text{Sudation}} \\ & \underbrace{\hspace{10em}}_{\text{Evaporation}} \\ & - \underbrace{\left[ 1,7 \cdot 10^{-5} M (5867 - P_a) + 0,0014 M (34 - T_a) \right]}_{\text{Respiration}} \\ & - \underbrace{3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} ((T_{cl} + 273)^4 - (T_{mrt} + 273)^4)}_{\text{Rayonnement}} \\ & - \underbrace{f_{cl} h_{cl} (T_{cl} - T_a)}_{\text{convection}} \end{aligned} \quad (I.34)$$

Dont :

$T_a$             Température de l'air ambiant            [°C]

$T_{mrt}$           Température moyenne radiante          [°C]

$T_{cl}$             Température de vêtement            [°C]

$P_a$             Pression partielle de vapeur d'eau    [Pa]

$h_{cl}$             coefficient d'échange convectif            [ $W.m^{-1}.°C^{-1}$ ]

$f_{cl}$             Facteur d'augmentation de surface d'échange

Où :

$$T_{cl} = T_{peau} - 0,155 I_{cl} \left[ 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} ((T_{cl} + 273)^4 - (T_{mrt} + 273)^4) + f_{cl} h_{cl} (T_{cl} - T_a) \right] \quad (I.35)$$

$$= 35,7 - 0,0275(M - W) - 0,155 I_{cl} \left[ 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} ((T_{cl} + 273)^4 - (T_{mrt} + 273)^4) + f_{cl} h_{cl} (T_{cl} - T_a) \right]$$

$T_a$	Température de l'air ambiant	[°C]	
$T_{mrt}$	Température moyenne radiante	[°C]	
$T_{cl}$	Température de vêtement	[°C]	
$h_{cl}$	Coefficient d'échange convectif	[W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> ]	
$f_{cl}$	Facteur d'augmentation de surface d'échange		
$I_{cl}$	Indice de vêture	[clo]	
$h_{cl} = \max \left[ 2,38(T_{cl} - T_a)^{0,25}; 12,1\sqrt{V_a} \right]$			(I.36)

Dont :

$T_a$	Température de l'air ambiant	[°C]
$T_{cl}$	Température de vêtement	[°C]
$V_a$	vitesse de l'air	[m.s <sup>-1</sup> ]

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 0,2I_{cl} & \text{si : } I_{cl} < 0,5 \text{ clo} \\ 1,05 + 0,1I_{cl} & \text{sin on} \end{cases}$$

Dont :

$I_{cl}$	Indice de vêture	[clo]
----------	------------------	-------

### I. 9.5.2. Les indices de confort

Lors l'évaluation du confort thermique des occupants à l'intérieur d'un local, on fait appel à un paramètre essentiel dit « indice de confort » qu'on peut présenter sous différents paramètres.

#### a. La température de l'air ambiant

C'est le paramètre le plus utilisé et le plus répandu lors d'une étude du confort thermique. Simple à mesurer et à évaluer. Ce paramètre sera donc très utilisé lors d'une étude d'évaluation du confort thermique des occupants à l'intérieur d'un local. Cependant, l'évaluation de la température de l'air ambiant ne suffit pas pour bien prédire le confort thermique, elle est donc accompagnée par un ou plusieurs paramètres, tel que la vitesse de l'air et l'humidité.

## b. La température opérative

Elle est dépendante de deux paramètres physiques, à savoir : la température de l'air ambiant et la température moyenne radiante. Elle définit la température d'une enceinte isotherme dans laquelle un occupant échange la même quantité de chaleur par rayonnement et par convection que dans l'enceinte dans laquelle il se trouve (**Nicolas Cartier, 2007**).

(I.37)

$$T_{op} = \alpha T_a + (1 - \alpha) T_{mrt}$$

Avec :

$T_{op}$	Température opérative	[°C]
$T_a$	Température de l'air ambiant	[°C]
$T_{mrt}$	Température moyenne radiante	[°C]
$\alpha$	Coefficient fonction de la vitesse de l'air	

## c. Le PMV

Le PMV viens de l'anglais « Predicted Mean Vote », en français : Vote Moyen Prévisible. Ce paramètre établi du modèle de Fanger pour la caractérisation du confort thermique. Le PMV peut être calculé à partir de l'équation, établie expérimentalement par Fanger, suivante :

$$PMV = L(0,33e^{-0,0036M} + 0,028) \quad (I.38)$$

M le métabolisme [met]

**Tableau I.4 : correspondance entre les valeurs du PMV et l'échelle de sensation thermique (ASHRAE)**

Valeur de l'indice PMV	-3	-2	-1	0	1	2	3
Sensation thermique	Froid	Frais	légèrement frais	Neutre	Légèrement tiède	Tiède	Chaud

## d. Le PPD

Aussi développé par Fanger, le PPD, PredictedPercentage of Dissatisfied, ou encore en français : Pourcentage Prévisible de personne Insatisfaites. Le PPD donne une évaluation du

pourcentage d'occupants insatisfaits des conditions de confort thermiques imposées ou prélevées dans le local.

$$PPD = 100 - 95 e^{(-0,03353 PMV^4 - 0,2179 PMV^2)} \quad (I.39)$$

## **I.10. Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons présenté le principe ventilation naturelle et ces différents types afin de justifier le choix des constructeur et chercheurs de se converti vers l'utilisation de cette technique de ventilation qui permettre à la fois d'assurer un bon confort thermique et à diminuer la consommation énergétique. Nous avons ainsi présenté la convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé et les différentes applications de cette technique en industrie, parmi ces application on va se focalisé sur l'utilisation de la convection naturelle pour la création de la ventilation naturelle (paroi double-peau traditionnelle).

Cette étude est devisée en deux grandes parties, la première est l'étude de la convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé, et la deuxième consiste à une simulation numérique de la ventilation naturelle dans des locaux d'habitation

# **Chapitre II**

## **Modélisation et mise en équation**



## **II.1. Introduction**

Le comportement aéralique d'un bâtiment ne peut être traité que de façon approchée à l'aide d'une distribution spatiale (maillage ou zone), plus la taille des mailles est petite, plus les résultats sont précis. Pour notre travail, on a utilisé la modélisation la plus répandue qui donne des résultats plus précis, on parle ici de la modélisation par code de champ ou modélisation CFD. Tout d'abord on va présenter les différentes modélisations et le principe de chacune de ces techniques afin de justifier notre choix d'utiliser la CFD.

## **II.2. Définition et objectifs de la modélisation**

La modélisation d'un bâtiment consiste à une représentation virtuelle (simulation numérique) des phénomènes intervenant dans ce dernier, elle nous permettra alors de prédire et de bien maîtriser le comportement thermo-aéralique d'un bâtiment ou d'une enceinte, mouvement de l'air, distribution des vitesses et températures, concentration des polluants, structure de l'écoulement...etc., avant qu'il soit construit, cela nous donnera une meilleure conception dans des délais de temps très courts et avec un coût beaucoup moins réduit par rapport aux essais expérimentaux.

## **II.3. Les différents types de modélisation dans le bâtiment**

### **II.3.1. La modélisation mono zone**

Lors de l'utilisation de ces modèles, le bâtiment est considéré comme une seule zone de calcul dont les caractéristiques internes, température et pression, sont parfaitement uniformes, cela correspond à un seul nœud de calcul lors de la simulation numérique (Laurent MORA, 2003).

Ces modèles montrent leur faiblesse s'il existe une grande différence de température entre les différentes zones du bâtiment, et ils ne sont pas adaptés aux études des évaluations de confort.

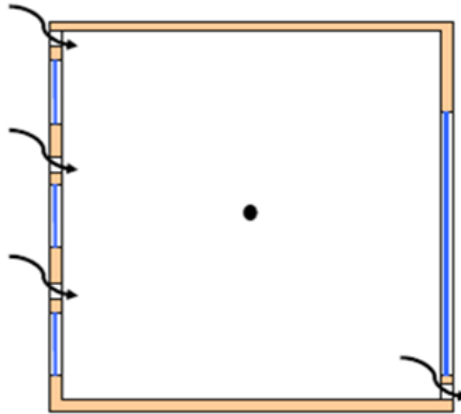


Figure II. 1 : modélisation monozone

### II.3.2. La modélisation multizone (ou nodale)

Le bâtiment est représenté comme un ensemble de zones idéalisées par un seul nœud de calcul qui sont reliées par des éléments permettant la caractérisation des transferts de masse et de chaleur (David M. Lorenzetti, 2002). Ces modèles sont bien adaptés pour l'évaluation du confort thermique et ils donnent des résultats acceptables. Néanmoins, cette modélisation montre ses limites lors d'une étude du comportement aéraulique d'un bâtiment ventilé naturellement (François Garde, 2001).

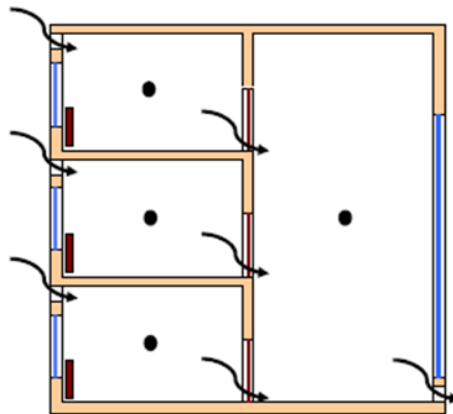


Figure II. 2 : modélisation multizones

### II.3.3. La modélisation intermédiaire (zonale)

Comme son nom défini, cette modélisation se trouve entre modèle multizone et CFD, elle est bien adaptée à l'étude numérique de la distribution de la vitesse et de la température dans une enceinte. Cette modélisation consiste à diviser l'air d'un local en plusieurs sous volume. En termes de temps de calcul, ces modèles sont relativement rapides. Cependant, elles ne donnent pas des résultats bien précis.

### **II.3.4. La modélisation par codes de champs**

L'hypothèse du mélange parfait, distribution homogène de vitesse et de température dans une enceinte, est une chose qui n'existe pas en réalité, aussi il semble difficile de connaître d'une façon bien précise l'écoulement de l'air à l'intérieur d'une ambiance ; les chercheurs ont ainsi développé des nouveaux outils de modélisation qui prend en considération ces difficultés.

Des modélisations par codes de champs (CFD) ont vu le jour ; les premier a utilisé ces techniques sont Nielsen (**Nielsen 1974**) et Gadgil (**Gadgil, 1980**). ces modélisations donnent des solutions des équations locales de la mécanique des fluides (équations de Navier-Stokes) afin de pouvoir prédire les mouvements d'air d'un fluide en régime laminaire ou turbulent, stationnaire ou dynamique. La complexité de l'utilisation des CFD apparaissent lors la présence du phénomène de turbulence, ou lors l'utilisation d'un très important nombre de maille ce qui rend le temps de calcul très grand et aussi bien la difficulté de présentation et de caractérisation des conditions aux limites.

L'utilisation des CFD consiste à découper le volume étudié en plusieurs sous volume construite géométriquement. Lors d'une simulation numérique utilisant les codes CFD, l'évolution du mouvement d'air, distribution de la vitesse et de la température dans chaque point du volume, peut être suivi d'une manière très détaillée et très précise. Ces modèles sont donc spécialisés à l'étude du comportement aéraulique des locaux. Ces modèle sont très utilisable dans le domaine de la thermique de bâtiment car ils donnent des résultats bien détaillés sur tout l'ensemble. Malgré le temps de calcul qui est plus ou moins plus long que les autres modèles, les codes CFD présentent la meilleur solution pour l'évaluation du comportement thermique d'un local et pour l'étude du confort thermique.

#### **II. 3. 4. 1. Principe des codes de champs**

Le principe des codes CFD (Computational Fluid Dynamics) est basé sur la résolution des équations régissant les mouvements d'un fluide, ces dernières présentent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes) et la conservation de son enthalpie et même, pour certain code le transport des polluants et les réactions chimique dans le fluide (**Regard, 1996**). Les codes CFD sont utilisables dans plusieurs domaines, que ce soit dans le domaine commercial, domaine public ou encore spécialisé à certaines utilisations. Pour notre travail, nous avons utilisé le code CFD Fluent, nous disposant de la version 6.3.1 pour la simulation de la ventilation naturelle d'un local

d'habitation et le code Ansys Fluent 14.5 pour la simulation de la convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé, ces codes nous ont permis de résoudre les équations régissant les mouvements turbulents du fluide.

## **II.4. Modélisation de la turbulence**

Les mouvements de l'air sont en général turbulents, alors la décomposition de Reynolds est introduite dans les équations de Navier-Stokes afin qu'on puisse résoudre ces dernières.

### **II. 4. 1. Modèles de turbulence**

On peut distinguer entre plusieurs types de modèle de turbulence et cela selon leur degré de complexité, autrement dit suivant le nombre d'équations de transport supplémentaire introduites pour les quantités turbulentes pour résoudre le problème. On trouve des modèles de turbulence à zéro, une ou deux équations et même encore des modèles plus complexes. Les modèles de turbulence les plus utilisés et les plus répandus dans les codes de champs sont les modèles à deux équations. Parmi ces modèles, le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  standard est le plus utilisé ; plusieurs études ont montré l'efficacité de ce modèle. On trouve ainsi le modèle  $k-\omega$  standard et  $k-\omega$  à faible nombre de Reynolds.

#### **II. 4. 1. 1. Simulation numérique directe (D.N.S)**

Ces modèles nécessitent un maillage bien adapté au type de turbulence, les mailles doivent être très petites ce qui conduit à un temps de calcul très long, chose qui n'est pas souhaitable. Ils sont donc utilisés comme des outils arbitraires afin qu'ils nous permettent de bien comprendre le phénomène étudié et de déduire le modèle le mieux adapté et le plus simple.

#### **II. 4.1.2. Simulation à grande échelles (L.E.S)**

Ils sont destinés à l'étude de la turbulence où les tourbillons sont grands. La taille de la plus grande maille doit être à l'ordre du plus petit tourbillon. Par rapport au modèle DNS, ils sont moins coûteux en termes de temps. Cependant, cette technique est peu utilisée en thermique de bâtiment, vu le temps de calcul qui reste toujours important.

### II. 4. 1. 3. Modèles moyennés de REYNOLDS RANS

Comme leur nom indique, les équations de Navier-Stokes sont moyennées, et sur ce fait, les résultats obtenus pour les différents paramètres, vitesse et température...etc. sont moyennés.

On peut classer les modèles RANS en deux catégories, une est basée sur le concept de viscosité turbulente et la deuxième sur les contraintes de Reynolds. Dans les modèles de contraintes de Reynolds, des équations de transport pour chaque élément du tenseur des contraintes sont utilisées, alors que le modèle à viscosité turbulente utilise l'hypothèse de l'approximation de **Boussinesq**.

Des études ont été faites sur la comparaison entre les deux catégories (Chen, 1996) ont montré que les modèles à viscosité turbulente sont les plus fiables et les plus répandus.

On trouve trois ordre des modèles à viscosité turbulente suivant le nombre d'équations utilisées, on distingue entre des modèles à zéro équation, à une équation de Kolmogorov et les modèles à deux équations dite aussi « modèles k-epsilon ». Parmi ces trois modèles, le modèle k-epsilon est le plus utilisé en thermique de bâtiment.

### II. 4. 1. 4. Le modèle k- ε standard

Ce modèle fait partie des modèles du premier ordre à deux équations (**Regard, 1996**), la première est l'équation de l'énergie cinétique et la deuxième est celle du taux de dissipation visqueuse. C'est le modèle le plus utilisé en thermique de bâtiment. Il modélise le tenseur de Reynolds suivant :

$$\overline{\rho u_i' u_j'} = \rho \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \quad (\text{II. 1})$$

$$\text{Dont } k = \frac{1}{2} \sum_i (u_i')^2$$

Le terme **k** présente l'énergie cinétique de la turbulence et  $\mu_t$  la viscosité turbulente.

Ainsi, l'équation de **conservation de la quantité de mouvement** en régime turbulent est obtenue en remplaçant la viscosité moléculaire  $\mu$  par une viscosité effective  $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$  dans l'équation de la conservation de la masse en régime laminaire, on obtient alors :

$$\rho \left( \frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu + \mu_t) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{\rho g_i} \quad (\text{II. 2})$$

Ceci est fait, on revient maintenant au calcul de la viscosité turbulente et de l'énergie cinétique de turbulence.

Il est à noter que la turbulence est supposée isotrope, on suppose aussi que la viscosité turbulente est le produit des deux échelles : échelle de vitesse et échelle de longueur caractéristique de la turbulence.

Echelle de vitesse :  $\sqrt{k}$

Echelle de longueur de la turbulence :  $\frac{\sqrt{k^3}}{\varepsilon}$

$$\text{On aura donc : } \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II. 3})$$

Dans le modèle k-epsilon standard présenté sous Fluent, les équations de transport pour k et  $\varepsilon$  ont la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \mu_t \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_i} - \rho \varepsilon + G_b \quad (\text{II. 4})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \left[ C_{1\varepsilon} \mu_t \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon + (1 - C_3) G_b \right] \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{II. 5})$$

$G_b$  : contribution à la turbulence des forces de poussée gravitationnelle.

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho \sigma_h} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (\text{II. 6})$$

Sur Fluent, la prise en compte des effets de la gravité est optionnelle. Ainsi pour notre étude nous les avons pris en considération.

Pour l'équation de l'enthalpie, on aura :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho c_p U_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\lambda}{c_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_h} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (\text{II. 7})$$

## II.5. Approximation de Boussinesq

Cette approximation est définie par Boussinesq (**Boussinesq, 1903**) comme suit :

"Il faut savoir que dans la plupart des mouvements provoqués par la chaleur sur nos fluides pesants, les volumes ou les densités se conservent à peu près, quoique la variation correspondante du poids de l'unité de volume soit justement la cause des phénomènes qu'il s'agit d'analyser. De là résulte la possibilité de négliger les variations de la densité, là où elles

ne sont pas multipliées par la gravité  $g$ , tout en conservant, dans les calculs, leur produit par celle-ci" (**Boussinesq 1903**).

Cette approximation suppose les hypothèses suivantes (**Gray et Giorgini, 1976**) :

- La masse volumique est supposée constante exceptée dans l'écriture des forces directement responsables de la convection (comme la poussée d'Archimède par exemple) ;
- Toutes les autres propriétés thermo physiques du fluide sont supposées constantes ;
- La dissipation de chaleur due à la viscosité du fluide est négligeable

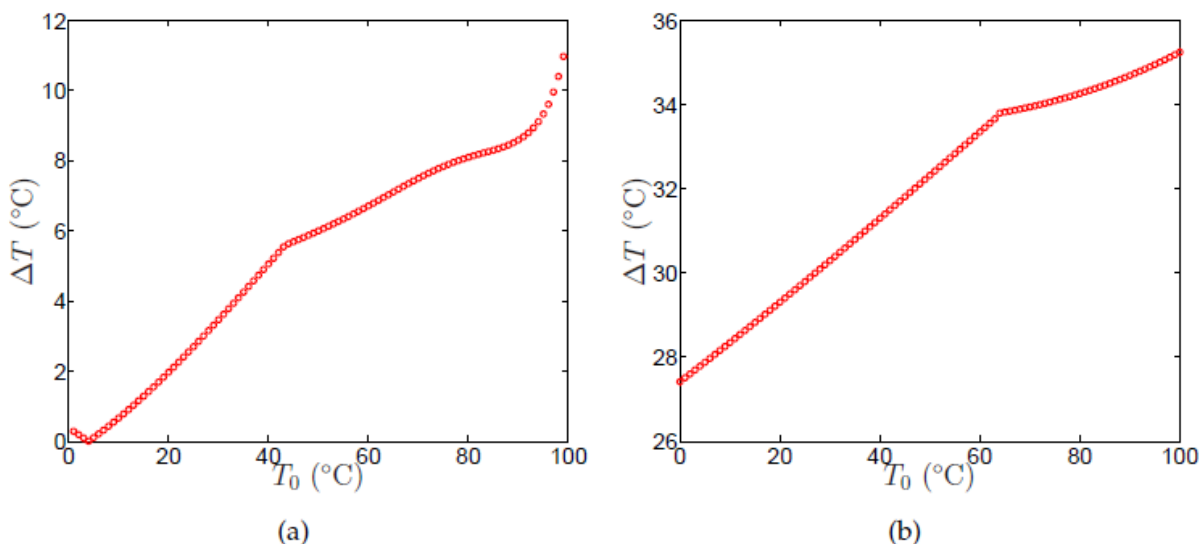
L'approximation de Boussinesq nous permet d'aborder les équations avec un modèle incompressible sans perdre le couplage cinématique thermique dû aux variations de masse volumique. Toutes les propriétés thermo-physiques sont développées en série de Taylor par rapport à la température et simplifiées à l'ordre 0 (**Christophe DAVERAT, 2012**)

L'hypothèse de Boussinesq suppose alors que la densité du fluide dans le terme des forces de volume varie linéairement avec la température, ce qui nous donne la relation suivante :

$$\rho g = \rho_0 g \left[ 1 - \beta (T - T_0) \right] \quad (\text{II. 8})$$

L'indice 0 indique que les propriétés thermo-physiques sont toutes calculées pour une température de référence et  $\beta$  est le coefficient de dilatation thermique à pression constante

$$\beta = - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (\text{II. 9})$$



**Figure II.3 : Évolution de l'écart de température maximal acceptable pour rester dans le domaine de validité de l'approximation de Boussinesq en fonction de la température de référence pour : a) pour l'eau ; b) pour l'air**

## **II.6.1. Modèle Mathématique**

Cette thèse se divise en deux grandes parties, la première partie consiste à l'étude de la convection naturelle dans un canal vertical chauffé asymétriquement dont les simulations sont effectuées en 2D. La deuxième partie est une étude en 3D de la ventilation naturelle dans des locaux d'habitation.

### **II.6. 1. Simulation de la convection naturelle**

Les simulations numériques de l'écoulement dans le canal sont effectuées pour un écoulement bidimensionnel laminaire stationnaire. Les équations de transport de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis (**S. V. Patankar, 1980**). Tenant compte de la petite différence de température entre la paroi chauffée et les ouvertures, les équations de Navier-Stokes et de l'énergie peuvent être exprimées en utilisant l'approximation de Boussinesq. On a opté à utiliser l'équation la plus répandue et la plus connue. Le fluide est newtonien, incompressible et ses propriétés thermo-physiques ( $\rho$ ,  $C_p$ ,  $k$ ,  $\mu$ ) dépendent de la température (**Gray et Giorgini, 1976**) et (**Bejan, 1994**).

Le canal est tout d'abord immergé dans une cuve remplie d'eau dont la température est  $T = 289\text{K}$  afin de s'affranchir du rayonnement.

#### **II. 6. 1. 1. Modèle numérique et validation**

Les équations gouvernantes : l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement et l'équation de conservation de l'énergie sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis dans un système de grille décalée. Les simulations numériques ont été réalisées avec le code commercial Ansys Fluent.

Afin de résoudre ces équations, nous avons supposé les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le fluide est newtonien et incompressible
- Les simulations se font en deux dimensions
- L'écoulement est laminaire stationnaire
- Le flux de chaleur est constant et homogène
- Les propriétés physiques du fluide ne dépendent que de la température
- Les transferts de chaleur par rayonnement ne sont pas pris en considération vu qu'on les a expérimentés en immergeant le canal dans l'eau.



Tenant compte de ces hypothèses simplificatrices, Les équations gouvernantes régissant le problème sont :

**Equation de la continuité :**

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \dots\dots\dots(\text{II. 10})$$

**Equation de quantité de mouvement :**

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial(U^2)}{\partial X} + \frac{\partial(UV)}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \dots\dots\dots(\text{II. 11})$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial(UV)}{\partial X} + \frac{\partial(V^2)}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + RaPr\theta \dots\dots\dots(\text{II. 12})$$

**Equation de l'énergie :**

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial(U\theta)}{\partial X} + \frac{\partial(V\theta)}{\partial Y} = \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \dots\dots\dots(\text{II. 13})$$

Les deux équations 3 et 4 ont été obtenues en utilisant les quantités suivantes :

$$X = \frac{x}{b}; Y = \frac{y}{b}; U = \frac{ub}{\Gamma}; V = \frac{vb}{\Gamma}; P = \frac{(p + \rho gy)b^2}{\rho \Gamma^2}; \alpha = \frac{k}{\rho C_p};$$

$$\theta = \frac{(T-T_0)k}{\phi b} \quad (\text{II. 14})$$

En tenant compte que :

$$Ra = g\beta\phi b^4 / \alpha\nu k \quad (\text{II. 15})$$

$$Pr = \nu / \alpha \quad (\text{II. 16})$$

Et le nombre de Rayleigh modifié :  $Ra^* = Ra/R_f$

Alors que pour le nombre Nusselt, il est calculé à partir de l'équation suivante :

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L}{k}, \text{ où: } \bar{h} = \frac{1}{L} \int_{L/2}^{3L/2} \frac{\phi}{(T_w - T_0)} dy$$

Aussi, la différence de température  $\Delta T$  peut être calculée des deux relations suivantes :

$$\Delta T = \frac{q''}{k} H (Ra_h Pr)^{-1/5} \quad (\text{II. 17})$$

$$\Delta T = \left( \frac{q''}{k} \right)^{4/5} \left( \frac{h\nu^2}{g\beta} \right)^{1/5} \quad (\text{II. 18})$$

Nous pouvons ainsi calculer la vitesse caractéristique de l'écoulement en convection naturelle en utilisant une de ces deux équations suivantes :

$$V = \left( \frac{g\beta q''}{k} \right)^{2/5} \nu^{1/5} H^{3/5} \quad (\text{II. 19})$$

$$V = \sqrt{g\beta H \Delta T} \quad (\text{II. 20})$$

L'ensemble des équations algébriques pour chaque variable après discrétisation a été résolu en utilisant la procédure ligne par ligne, qui est la combinaison de l'algorithme de tri-diagonale matrice (TDMA) et la technique itérative de Gauss-Seidel. Au cours du processus itératif, les résidus de chaque équation algébrique sont surveillés et la solution est considérée comme ayant convergé lorsque le résidu normalisé de chaque équation algébrique est inférieur à une valeur prescrite de  $10^{-6}$  pour l'équation de l'énergie et  $10^{-4}$  pour les autres équations.

- **Maillage**

En régime permanent, l'épaisseur de la couche limite peut être calculée à partir de la relation suivante :

$$\delta_T(\gamma; t \rightarrow \infty) = \left( \frac{432k\nu^2}{g\beta q''\Omega} (9\Omega - 5)\gamma \right)^{1/5} \Omega \quad (\text{II. 21})$$

Dont :

$$\Omega = 1,576 \cdot 10^{-6} (\ln \text{Pr})^4 - 4,227 \cdot 10^{-3} (\ln \text{Pr})^3 + 4,282 \cdot 10^{-3} (\ln \text{Pr})^2 - 0,1961 \ln \text{Pr} + 0,901 \quad (\text{II. 22})$$

Pour une grille bien correcte, le nombre de maille dans une couche limite doit être supérieur à dix :

$$\delta_T > 10 \Delta x$$

Maintenant, pour calculer la taille des mailles  $\Delta y$  suivant y, on rend compte que le

rapport entre la taille suivant x et la taille suivant y doit être inférieur à dix :  $\frac{\Delta y}{\Delta x} < 10$

Finalement, pour effectuer le calcul en transitoire, le temps pourra être obtenu de la

relation suivante :

$$\Delta t = \frac{1}{4} \frac{\Delta y}{V}$$

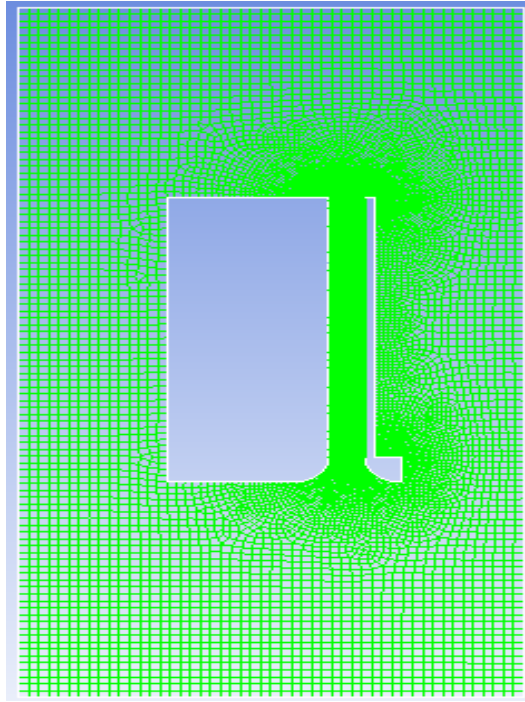
Afin de trouver les tailles des mailles qui nous permettent d'avoir les meilleurs résultats, nous avons effectué plusieurs simulations préliminaires en utilisant différents maillages, à savoir : 33000, 25000, 27000, 28000 et 30000. Les simulations numériques ont été réalisées avec le code commercial Ansys Fluent. Ces simulations ont prouvé qu'une grille d'un nombre de maille de 27000, ce qui correspond à 42072 cellules, donne des meilleurs résultats. Le maillage est uniforme dans le canal alors qu'il est non-uniforme dans le reste du domaine de calcul.

Lors nos simulations sous Ansys, nous avons utilisé la formulation du solveur "pressure-based", cette dernière résout les équations de transport de manière séquentielle. Le couplage entre la vitesse et la pression est réalisé avec l'algorithme "coupled scheme" qui permet de résoudre simultanément les équations de continuité et de quantité de mouvement donnant un avantage pour le traitement des écoulements avec une forte interdépendance entre la masse volumique et le mouvement. De plus, le schéma couple est conseillé pour des maillages de qualité moins importante et nous autorise également à utiliser des pas de temps plus importants en transitoire.

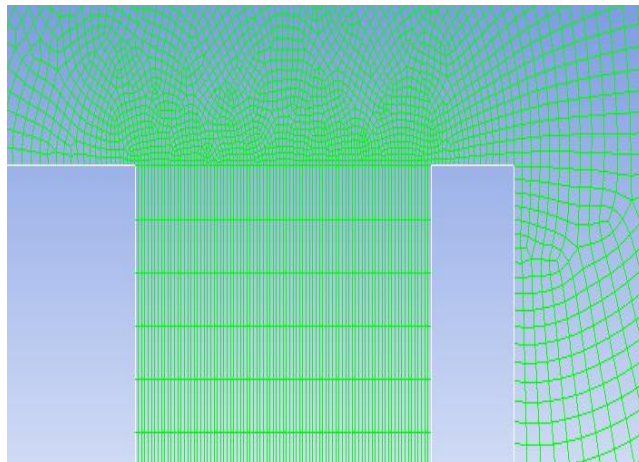
Nous utilisons le schéma de discrétisation " seconde order up wind " pour le terme convectif.

Le schéma d'interpolation de la pression utilisé est le schéma " body force weighted ".

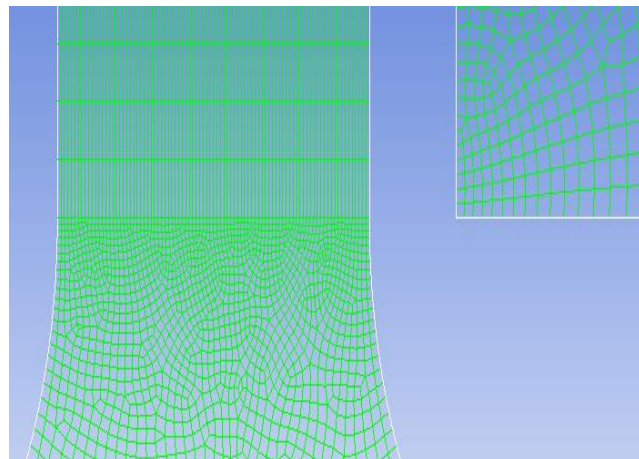
Le critère de convergence adopté est défini lorsque les résidus des quantités physiques deviennent inférieurs à  $10^{-4}$  et lorsque la stabilité dynamique et thermique est obtenue pour quelques points de la couche limite.



**Figure II. 4: maillage de toute la géométrie**



**Figure II. 5 : Maillage à la sortie du canal**

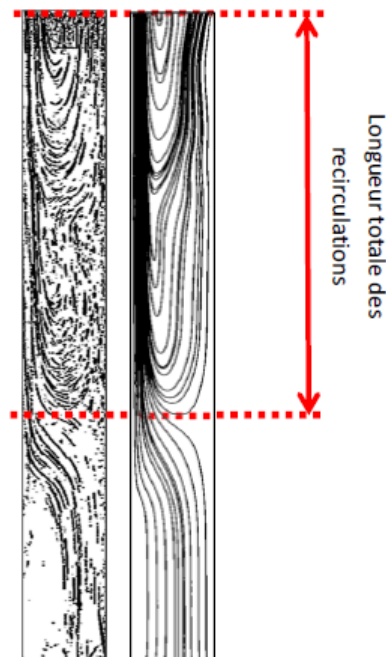


**Figure II.6 : Maillage à l'entrée du canal**

- **Validation du modèle**

Avant d'entamer toute simulation numérique, il est nécessaire de vérifier et de valider le modèle numérique utilisé. Pour ce faire, les lignes de courant numériques ont été comparées à celles de l'expérimentales réalisé au sein du laboratoire **GRESPI** à l'université de Reims (voir Fig. III.7) obtenues pour le cas où l'angle d'inclinaison est de zéro degré, en ayant pris les mêmes dimensions et les mêmes conditions aux limites pour un même nombre de Rayleigh modifié,  $Ra^*=4.5 \cdot 10^6$ , pour un régime laminaire après 30 minutes de chauffage. En régime établi, un écoulement ascendant de type couche limite se développe le long de la paroi chauffée avec formation d'une zone de recirculation en forme de V le long de la paroi non chauffée

La figure III.7 montre une bonne concordance entre les deux études. La structure dynamique de l'écoulement est presque la même pour les deux études, les deux structures de l'écoulement sont de type couche limite près de la paroi chaude du canal avec une grande zone de recirculation adjacente à la paroi adiabatique à la sortie du canal, de même longueur, se manifestant sur les trois quarts de la hauteur du canal, et presque de la même forme.



**Figure II.7 : Comparaison entre les lignes de courant obtenues expérimentalement et celles obtenues numériquement pour  $Ra^*= 4,5 \cdot 10^6$**

## **II. 6.2. Simulation de la ventilation naturelle dans les locaux d'habitation**

Dans cette partie de notre travail, nous avons réalisé une étude numérique d'un local ventilé naturellement en utilisant le logiciel FLUENT 6.3.2.

Les simulations numériques de l'écoulement dans le local sont effectuées en 3-D pour un écoulement laminaire stationnaire. Les équations de transport de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis (S. V. Patankar, 1980). Tenant compte de la petite différence de température entre la paroi chauffée et les ouvertures, les équations de Navier-Stokes et de l'énergie peuvent être exprimées en utilisant l'approximation de Boussinesq. Le fluide est newtonien, incompressible et ses propriétés thermo-physiques ( $\rho$ ,  $C_p$ ,  $k$ ,  $\mu$ ) dépendent de la température. Lors cette étude on s'est intéressé à la distribution de la vitesse et de la température de l'air à l'intérieur des différentes géométries choisies pour le local afin de prédire son comportement aéraulique. Nous avons donc choisi un maillage cartésien homogène sans tenir en compte des paramètres de l'écoulement aux voisinages des parois (murs).

### **Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons présenté les différents types de modélisation numériques pour la simulation de la ventilation et de la convection naturelle afin de justifier notre choix d'utiliser la technique CFD pour notre travail, cette technique donne des meilleurs résultats avec plus de détails que les autres techniques. Nous avons par la suite validé nos modèles utilisés lors nos la simulation de la ventilation naturelle dans un local et la convection naturelle dans un canal vertical.

# **Chapitre III**

## **Etude de la convection naturelle dans un canal vertical double peau**

### III.1. Introduction

Dans cette partie, on s'intéresse à l'étude de la convection naturelle. Nous avons effectué une étude sur la convection naturelle dans un canal vertical double peau asymétriquement chauffé.

Même si plusieurs études ont été intéressées à la convection naturelle dans des canaux double peau, c'est la première fois qu'une étude est basée sur l'influence de l'angle d'inclinaison de la paroi non chauffée sur le comportement thermique et aéraulique de ces canaux.

Nos résultats numériques sont tout d'abord validés ont les comparant par ceux de l'expérimental obtenus par Polidori et al (G. Polidori et al, 2015).

L'objectif de notre travail est d'étudier l'influence de l'angle d'inclinaison de la paroi non chauffée sur le comportement aéraulique du canal. Nous avons étudié l'effet de cet angle thermique et aéraulique de cet angle en visualisant les champs de température et de vitesse aussi bien que la structure de l'écoulement.

### III.2. Présentation de l'étude et description de la géométrie

Le problème physique considéré ici concerne la convection naturelle laminaire dans un canal asymétriquement chauffé dont la paroi non chauffée est inclinée d'un angle  $\alpha$  comme schématiquement représenté sur les Figures. III.1 (a ; b ; c). Le canal est formé de deux parois parallèles planes verticales séparées par une distance  $b = 36$  mm (rapport d'aspect  $R_f = 5,2$ ) pour le cas de référence où  $\alpha = 0^\circ$ , (voir Figure III. 1c).

Le cas de référence considéré ici est celui d'un mur composé d'une partie centrale chauffée (hauteur  $A = 188$  mm) et de deux extensions non chauffées (longueur  $A/2$ ) situées respectivement au niveau des extrémités ouvertes inférieure et supérieure du canal, tandis que la paroi opposée reste entièrement non chauffée pendant toute la durée des simulations. En outre, pour un meilleur contrôle des conditions d'écoulement à l'entrée, un quart de cercle ( $R = 36$  mm) a été ajouté au bas de chaque mur.

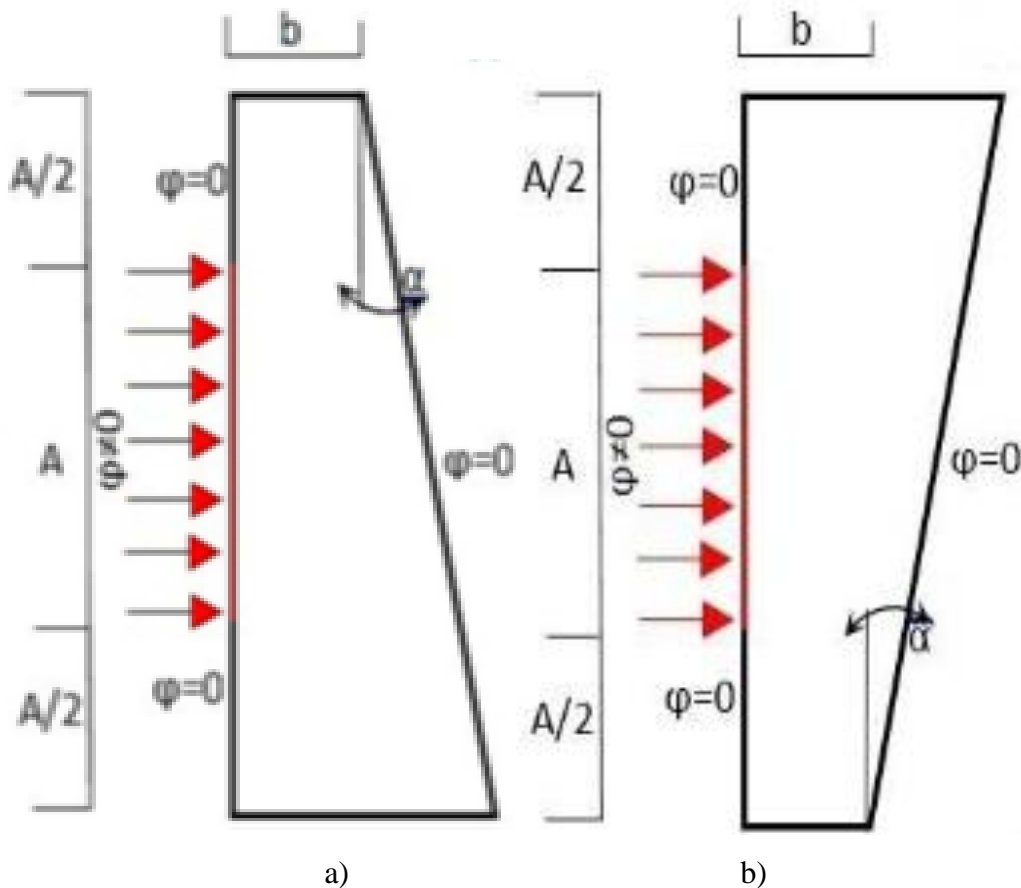
Le canal est immergé dans un réservoir vertical ( $500 \times 500 \times 1000$  mm<sup>3</sup>) rempli d'eau qui nous permet de surmonter les conditions aux limites de pression à l'entrée et à la sortie du canal (**Desrayaud et al., 2013**). Le choix de l'eau comme fluide de travail conduit à un effet négligeable du transfert de chaleur par rayonnement.

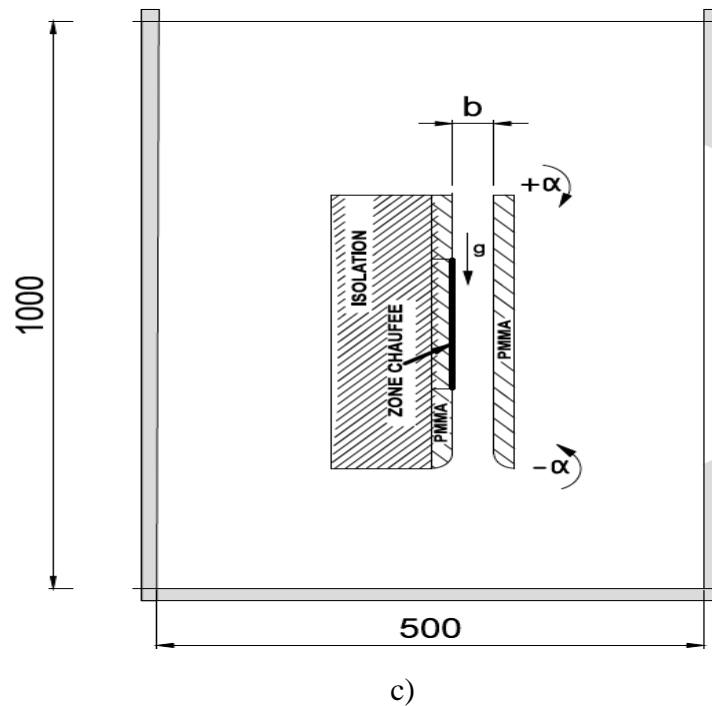
D'un point de vue physique, les rayonnements de surface en fluides comme l'air peuvent fortement modifier les caractéristiques d'écoulement même avec de petites



différences de température. Faute de quoi, les échanges par rayonnement doivent toujours être pris en considération dans le modèle numérique si des comparaisons avec des données expérimentales sont prévues. La validation du modèle actuel a été faite avec des comparaisons avec des expériences entreprises dans l'eau, raison pour laquelle les effets radiatifs ont été négligés. De plus, dans cette étude numérique la conduction dans la paroi chauffée n'est pas prise en compte, car Ospir et al (Ospir et al., 2012) ont observé expérimentalement aucune influence de la conduction axiale pour la même géométrie.

La paroi non chauffée peut être inclinée de différents angles «  $\alpha$  » à savoir «  $2^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $6^\circ$ ,  $-6^\circ$ ,  $10^\circ$  et  $-10^\circ$  » (voir Figure. III. 1). Le cas où  $\alpha = 0^\circ$ , pris comme cas de référence, est nommé « Cas 1 »





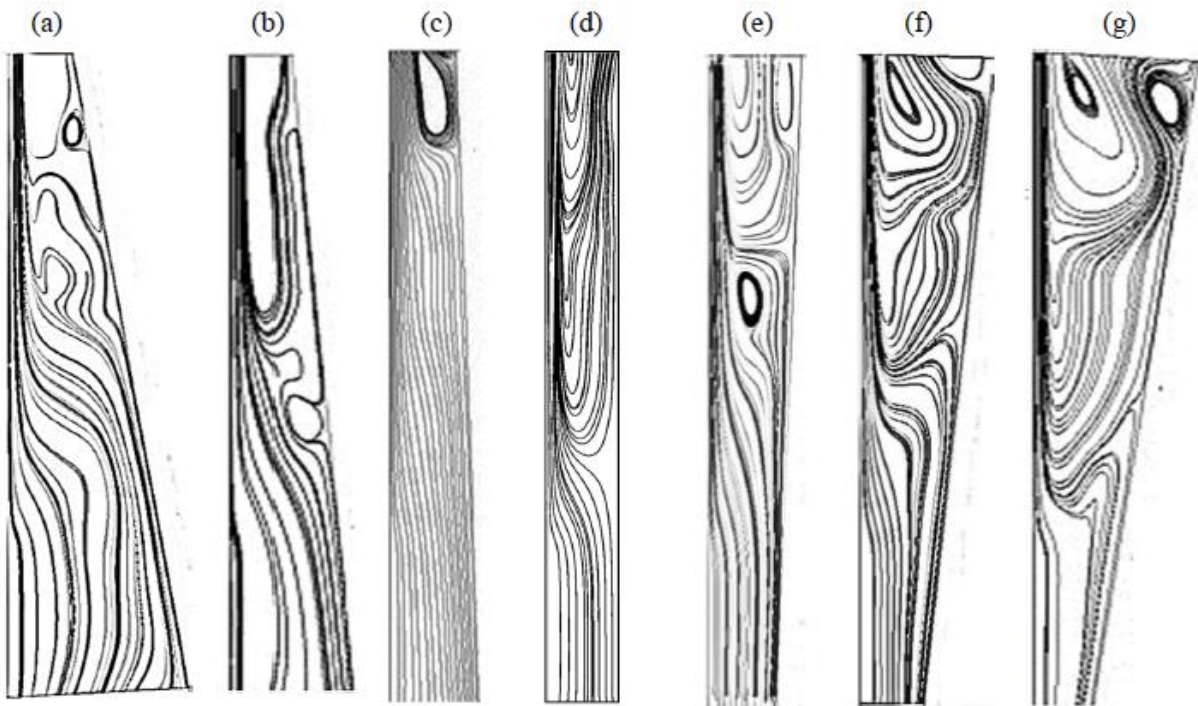
**Figure III. 1 : Schéma présentant la géométrie. (a) le canal avec inclinaison positive de la paroi adiabatique. (b) le canal avec inclinaison négative de la paroi adiabatique. (c) vue de face de toute la géométrie sans inclinaison de la paroi adiabatique.**

### III. 3. Résultats et discussion

La présente étude paramétrique a été réalisée afin de décrire le transfert de chaleur et la dynamique des fluides pour la convection naturelle laminaire et stationnaire à l'intérieur d'un canal asymétriquement chauffé dont la paroi adiabatique est inclinée sur une plage raisonnable d'angle  $-10^\circ \leq \alpha \leq +10^\circ$ , pour un nombre de Rayleigh modifié fixe  $Ra^* = 4,5 \times 10^6$  et un rapport d'aspect fixe de la partie chauffée  $Rf = 5,2$ .

#### III. 3.1. Effet de l'angle d'inclinaison sur la structure de l'écoulement

Pour voir l'effet de l'angle d'inclinaison sur la structure de l'écoulement dans le canal étudié, les lignes de courant sont tracées comme le montre la **figure III.2**.



**Figure III.2 : Lignes de courant pour les différents angles d'inclinaison. (a)  $\alpha = -10^\circ$ , (b)  $\alpha = -6^\circ$ , (c)  $\alpha = -2^\circ$ , (d)  $\alpha = +2^\circ$ , (e)  $\alpha = +6^\circ$ , (f)  $\alpha = +10^\circ$**

Généralement, on peut voir que l'écoulement est de type couche limite pour tous les cas, se développant le long de la paroi chauffée gauche, avec existence d'une zone de recirculation près de la paroi adiabatique droite en sortie du canal. La formation de la zone de recirculation à la sortie du canal est due à l'aspiration du fluide froid à travers la sortie du canal à cause de l'alimentation insuffisante à l'entrée du canal. Pour les angles négatifs, l'augmentation de l'ouverture se fait à l'entrée du canal.

Pour  $\alpha = -10^\circ$  l'ouverture est maximale ce qui donne plus d'espace au fluide entrant. On peut voir que les lignes du courant sont déformées et la longueur de la zone de recirculation est diminuée presque du 1/3 de sa longueur par rapport au cas de référence ( $\alpha = 0^\circ$ , cas 1) avec l'apparition de trois cellules secondaires.

Quand  $\alpha = -6^\circ$ , les lignes de courant sont presque bien organisées et la longueur de la zone de recirculation augmente du double par rapport à celle du cas  $\alpha = -10^\circ$  mais elle est toujours inférieure à celle du cas 1. Ce phénomène est dû à l'augmentation de la pression de l'écoulement de retour à la sortie du canal ce qui provoque l'augmentation de la zone de recirculation.

Pour  $\alpha = -2^\circ$ , les lignes du courant sont parallèles aux parois de canal. La remarque la plus importante est que la zone de recirculation à la sortie du canal est faible ; elle a été

éjectée par le fluide entrant. Il ne reste qu'une cellule à la sortie du canal au voisinage de la paroi adiabatique. Cette cellule est formée par la fusion des deux petites cellules.

Pour  $\alpha = +2^\circ$ , on constate que la longueur de l'écoulement de retour à la sortie du canal est divisée par deux avec la création de deux cellules secondaires l'une au-dessous et l'autre entre l'écoulement de retour et la paroi non chauffée. Cela est dû à l'augmentation de la pression adverse du fluide entrant.

Quand l'angle augmente  $\alpha > +2^\circ$ , la taille de la zone de recirculation et de la cellule secondaire augmente. Aussi, la zone de recirculation devient plus longue que celle du Cas1 et tend à s'écarter de la paroi adiabatique à sa base. Cela est dû à la présence d'un fort gradient de pression adverse à proximité de la paroi non chauffée exercé par le fluide entrant.

### III. 3.2. Effet de l'angle d'inclinaison sur les profils de vitesse

Les figures III.3 et III.4 représentent les profils de vitesse axiale à l'entrée du canal et à l'entrée de la zone chauffée respectivement pour tous les angles d'inclinaison étudiés.

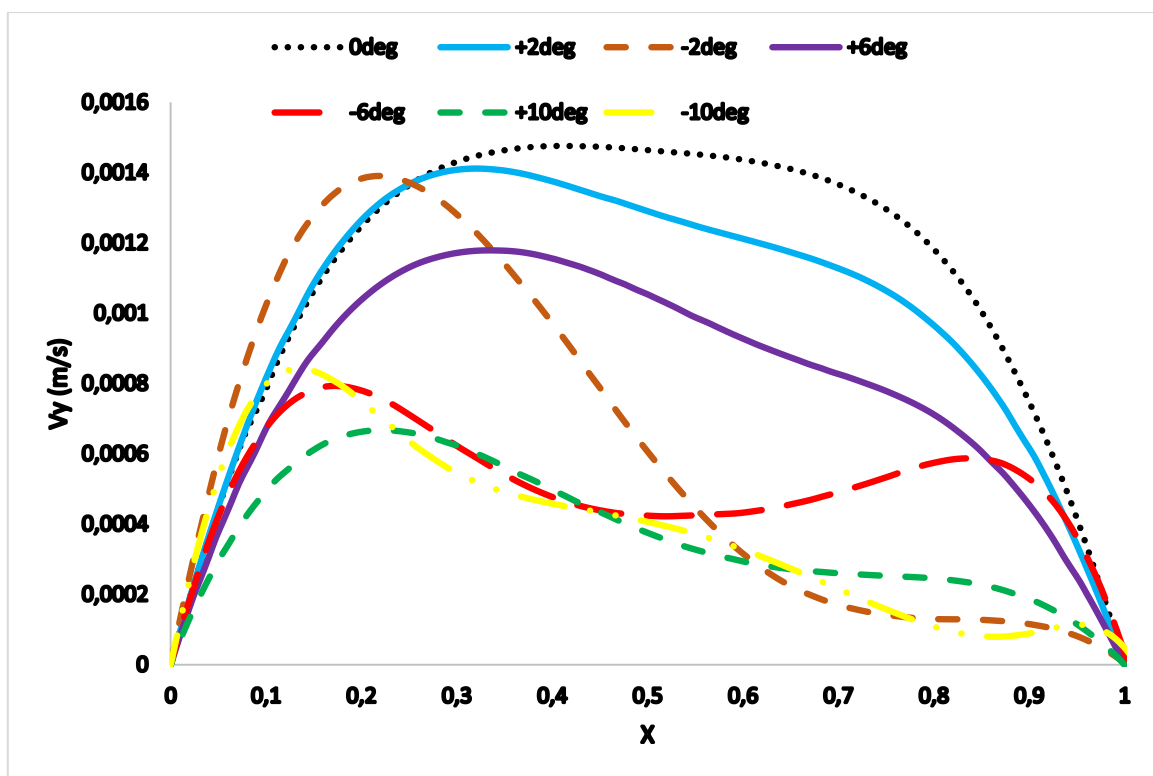


Figure III.3 : Profils de la vitesse axiale à l'entrée du canal pour chaque angle d'inclinaison.

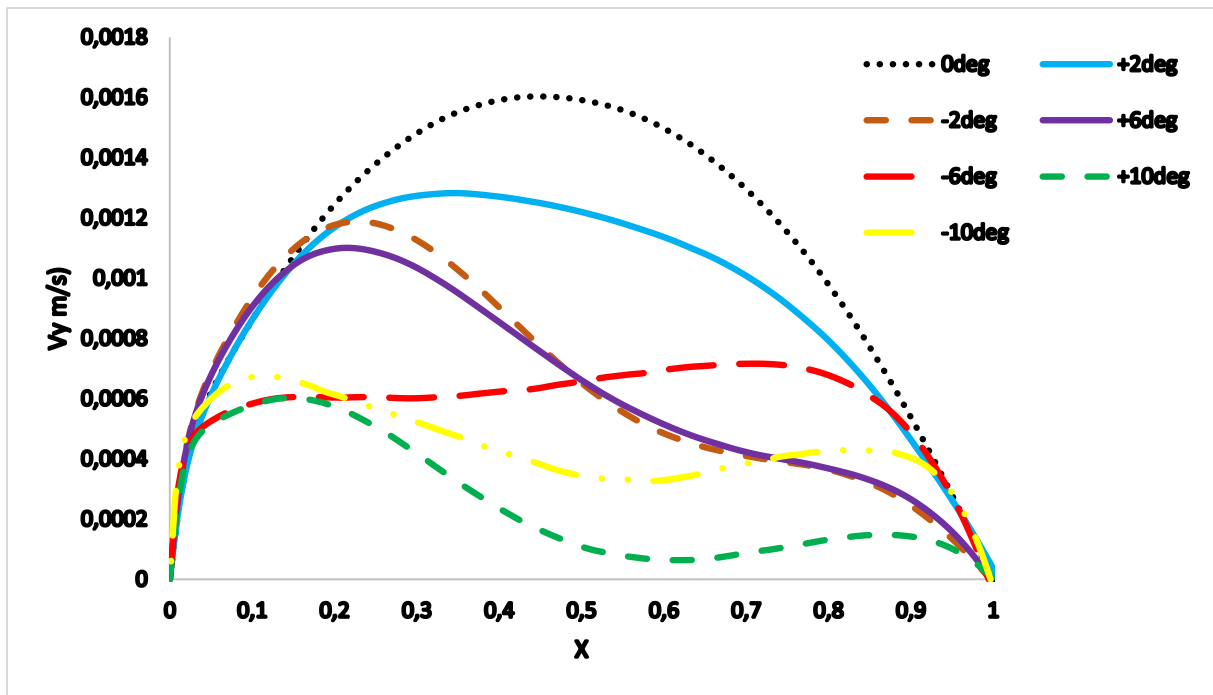


Figure III. 4 : Profils de la vitesse axiale à l'entrée de la zone chauffée pour chaque angle d'inclinaison.

A partir des deux figures ci-dessus, on peut voir que, à l'entrée du canal et de la zone chauffée, l'amplitude maximale de la vitesse correspond au cas  $\alpha = 0^\circ$  (Cas 1) où le profil de vitesse se rapproche d'un profil d'écoulement laminaire, avec un pic de vitesse légèrement asymétrique, mis en évidence par la légère accélération du fluide au voisinage de la paroi chauffée.

Pour les autres valeurs de l'angle d'inclinaison de la paroi adiabatique, l'écoulement entrant dans le canal est principalement influencé par la valeur absolue de l'angle d'inclinaison. Avec l'augmentation de la valeur absolue de l'angle d'inclinaison le profil de vitesse perd la forme du profil d'écoulement laminaire.

En outre, plus l'inclinaison absolue  $|\alpha|$  de la paroi non chauffée du canal est forte, moins la vitesse maximale dans le canal est élevée. Cela est dû à la formation, la dissolution et la fusion des cellules tourbillonnaires à la sortie du canal avec la variation de l'angle d'inclinaison  $\alpha$ .

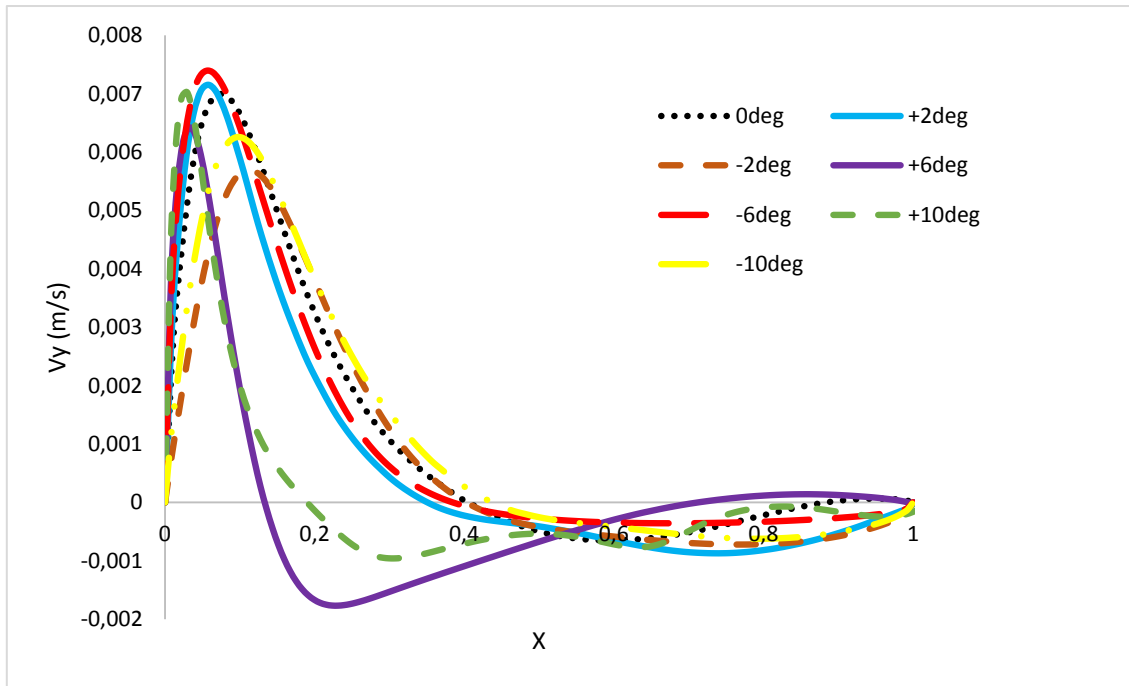


Figure III.5 : Profils de vitesse axiale à la sortie du canal pour différents angles d'inclinaison

La Fig. III.5 représente les profils de vitesses axiales pour divers angles d'inclinaison  $\alpha$ , à la sortie du canal. Généralement, on observe que les profils de vitesse sont de type couche limite avec une forte accélération à proximité de la paroi chauffée pour tous les angles à cause de la section de passage étroite entre la paroi chaude et l'écoulement de retour.

En outre, la position et l'amplitude de la vitesse maximale varient en fonction de la variation de la taille (longueur et largeur) de l'écoulement de retour, dû à la variation de l'angle  $\alpha$ .

Des vitesses négatives sont observées près de la paroi adiabatique pour tous les cas indiquant la présence d'un écoulement de retour.

Pour les deux angles  $\alpha = + 6^\circ$  et  $+ 10^\circ$  la partie négative du profil de vitesse est plus grande que celle des autres angles d'inclinaison, à cause de la grande taille de la zone de recirculation qui occupe presque toute la largeur du canal. Elle laisse seulement un très petit passage pour le fluide ascendant, cela est évident à partir de la valeur maximale de vitesse où sa position est très proche de la paroi chauffée si on compare avec les autres valeurs maximales de vitesse pour les autres angles.

### III. 3.3. Effet de l'angle d'inclinaison sur le débit massique

L'évolution des débits massiques est présentée sur la figure III.6 pour chaque configuration.

On peut observer que le débit massique diminue avec l'augmentation de la valeur absolue de l'angle d'inclinaison de la paroi adiabatique en comparant avec le cas 1 ( $\alpha = 0$ ).

Le débit pour  $\alpha = -2^\circ$  est presque le même que pour le cas 1 ( $\alpha = 0$ ). En effet, à cet angle  $\alpha = -2^\circ$ , la section de passage augmente presque du double par rapport au cas 1 à cause de la diminution de la taille de la zone de recirculation à la sortie du canal ; mais, en même temps, elle affaiblit la vitesse d'écoulement.

De plus, les valeurs du débit massique pour les angles négatifs sont plus grandes que celles des angles positifs. En effet, pour les angles négatifs, le passage offert pour le fluide ascendant est grand dû à la zone de recirculation de petite taille si on compare avec celle pour les angles positifs.

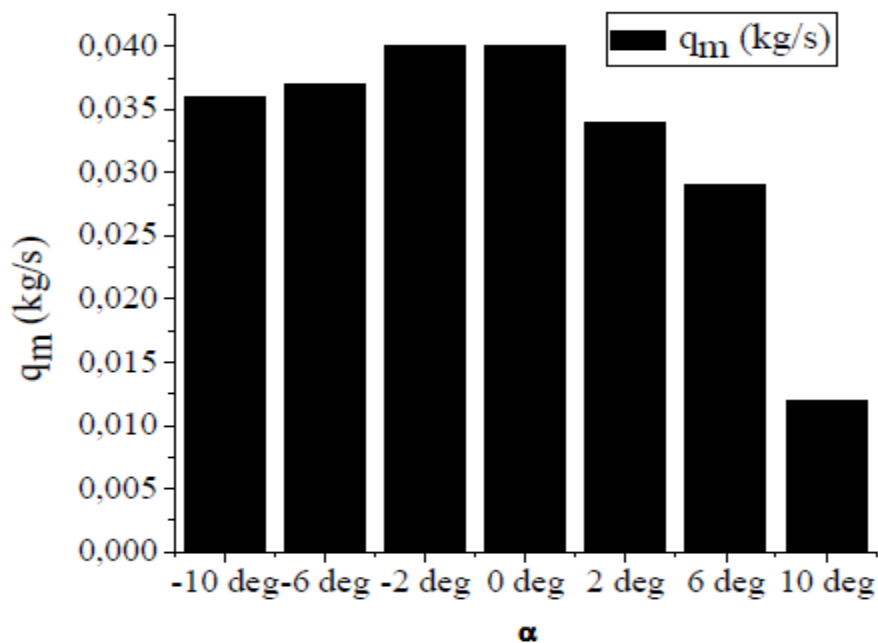


Figure III. 6 : Variation de débit massique pour chaque angle d'inclinaison.

### III. 3.4. Effet de l'angle d'inclinaison sur le transfert de chaleur

L'effet de l'angle d'inclinaison de la paroi adiabatique sur le transfert de chaleur à l'intérieur du canal étudié est mis en évidence à partir du nombre de Nusselt moyen calculé à la paroi chauffée comme montré sur la Figure III.7, et sous forme d'isothermes sur la Figure III.8 pour  $Ra^* = 4,5 \times 10^6$  et  $Rf = 5,2$ .

La Figure III.7 présente la variation du nombre de Nusselt moyen le long de la zone chauffée pour chaque angle d'inclinaison. On observe que pour les deux intervalles de l'angle  $\alpha$  (négatif et positif) l'angle  $\alpha = \pm 6^\circ$  donne le meilleur transfert de chaleur mais il est toujours inférieur au cas 1 ( $\alpha = 0^\circ$ ). Cela peut être expliqué par la stratification thermique du fluide

présentée sous forme d'isothermes dans la Figure III.8. A partir de cette figure on peut voir que la plus grande quantité de fluide froid est observée pour  $\alpha=0^\circ$  comme il est montré dans la Figure III. 8a. Elle couvre la totalité de la largeur du canal jusqu'à presque la fin de la zone chauffée ce qui indique une bonne extraction de chaleur. Par ailleurs, une petite quantité du même fluide froid (fluide à la même température) est entrée à partir de l'entrée du canal pour les deux angles  $\alpha = \pm 6^\circ$  (voir Figures. III.8d et III.8e).

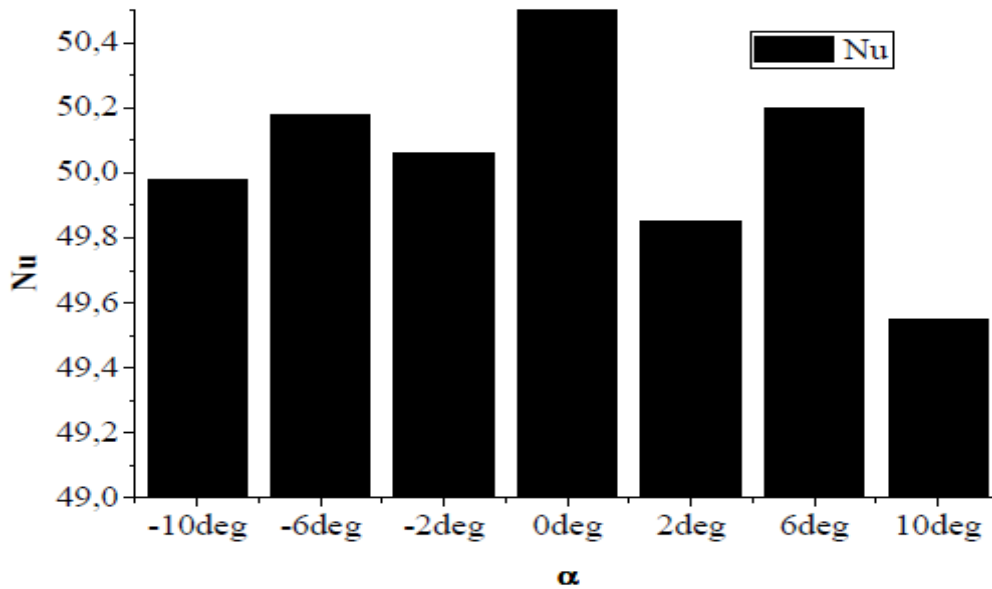


Figure III.7 : Variation du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chauffée pour les différents angles d'inclinaison.

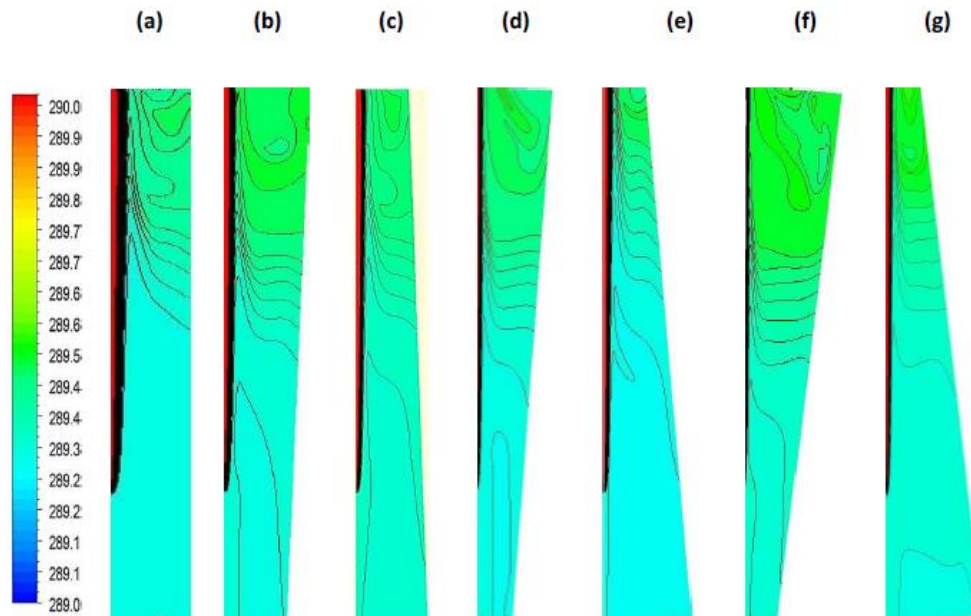


Figure III.8 : Variation des isothermes pour les différents angles d'inclinaison. (a)  $\alpha = 0$ , (b)  $\alpha = +2$ , (c)  $\alpha = -2$ , (d)  $\alpha = +6$ , (e)  $\alpha = -6$ , (f)  $\alpha = +10$ , (g)  $\alpha = -10$



La petite variation de température observée sous le même flux de chaleur qui est égale à  $5100 \text{ W/m}^2$  est principalement due au fait que la géométrie est entièrement immergée dans l'eau.

Le tableau ci-dessous présente l'influence de l'angle d'inclinaison sur le nombre de Nusselt à la paroi chauffée et le débit massique à l'intérieur du canal. Le cas dont les deux parois sont parallèles est pris comme cas de référence.

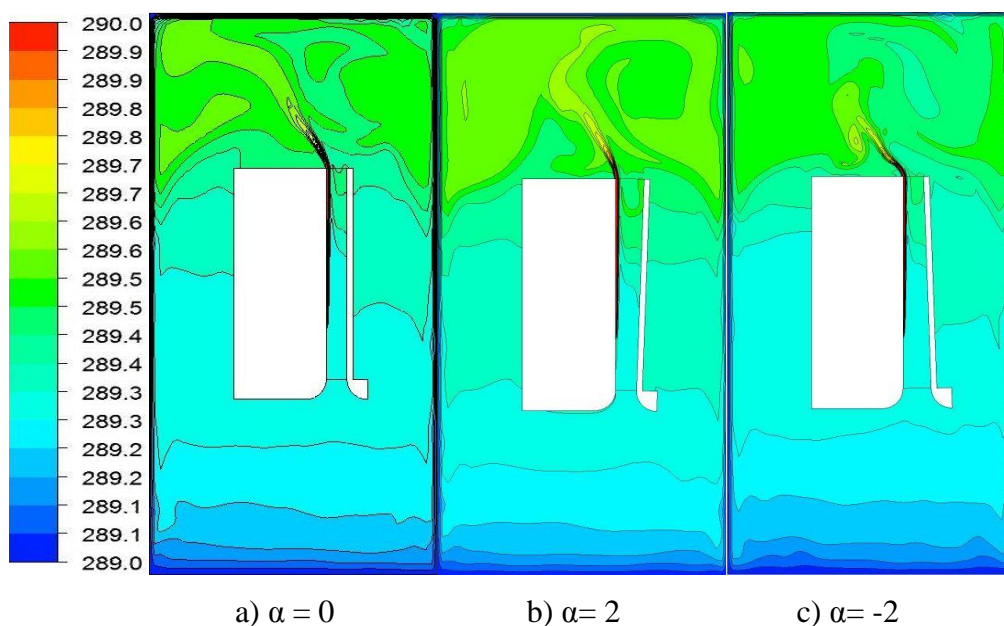
**Tableau III.1 : Influence de l'angle d'inclinaison sur le nombre de Nusselt et le débit massique**

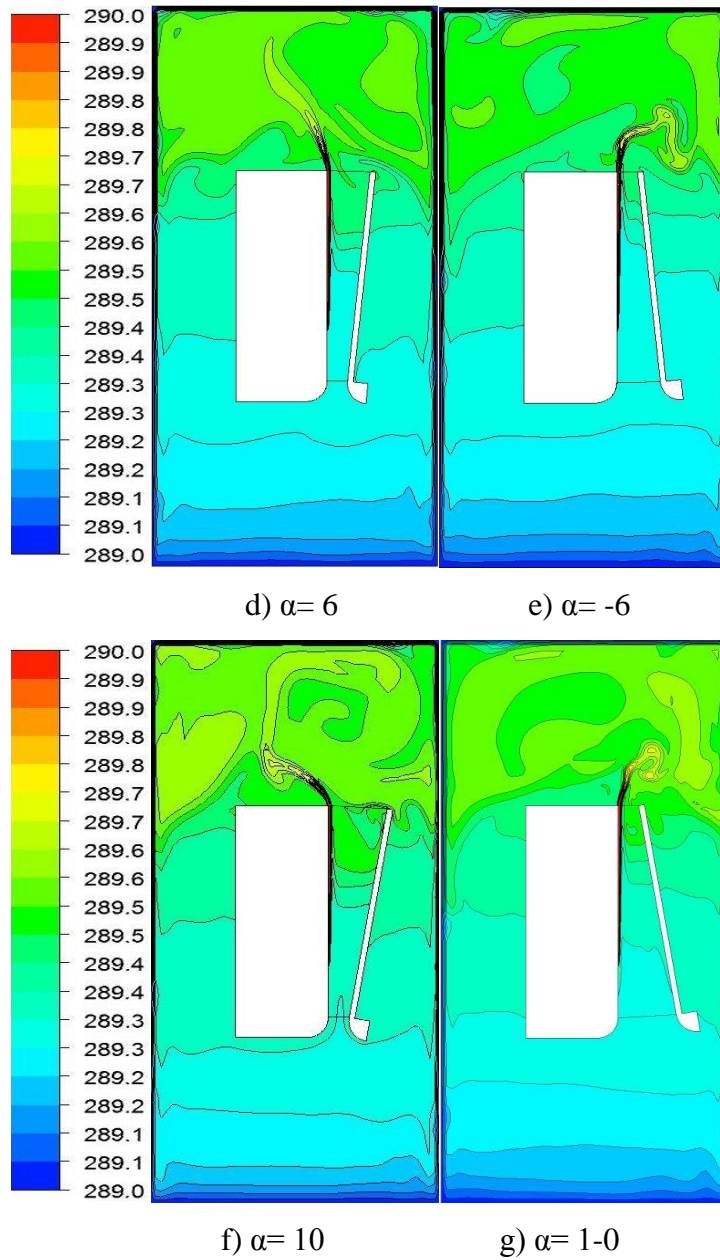
	-10°	-6°	-2°	0°	+2°	+6°	+10°
<b>Nusselt</b>	-0.9%	-0.5%	-0.8%	Réf	-1.2%	-0.5%	-1.8%
<b>Débit massique</b>	-10%	-75%	0%	Réf	-1.5%	-32.5%	-70%

Si pour des raisons esthétiques ou autre raison lors la construction architecturale, l'inclinaison d'une paroi est souhaitable, la meilleure inclinaison est celle avec un angle de  $-10^\circ$  qui présente un meilleur rendement énergétique

### III. 3.5. Effet de l'angle d'inclinaison de la paroi non chauffée sur la stratification thermique

Les figures ci-dessous présentent la distribution de la température sur toute la géométrie étudiée ce qui nous permet de caractériser le champ thermique de l'écoulement à l'intérieur et à l'extérieur du canal.





**Figure III.9 : distribution de la température sur toute la géométrie**

La figure 9 présente la distribution de la température sur toute la géométrie étudiée pour tous les cas. Le fluide s'écoule du bas vers le haut en créant un jet thermique. Pour tous les cas, la température est augmentée de 1K. On observe aussi la création d'une couche limite le long de la paroi chauffée pour toutes les configurations avec une augmentation de température égale à 1K.

### III.4. Conclusion

Les parois Double-peau sont considérées comme technologie passive et prometteuse lors la construction de tout type de bâtiment quand un architecte choisi d'incliner un mur pour des raisons esthétique ; le nombre de Nusselt ainsi que le débit massique diminuent comparés au cas où les murs sont verticaux et parallèles. L'objectif de cette étude été de quantifié cette modification afin de voir si elle est acceptable ou non. Pour ce fait, une étude numérique a été réalisée pour montrer l'influence de l'inclinaison de la paroi adiabatique sur la convection naturelle laminaire dans un canal vertical asymétriquement chauffé avec un flux uniforme de chaleur  $\phi = 510 \text{ w/m}^2$ , pour un nombre de Rayleigh modifié égal à  $4,5 \times 10^6$  et un rapport d'aspect du canal égal à 5,2. Sept angles d'inclinaison ont été étudiés  $-10^\circ \leq \alpha \leq +10^\circ$ . Cette étude a été réalisée à la fois sur le transfert de chaleur et la dynamique d'écoulement en régime permanent à l'intérieur du canal représentatif d'une paroi double peau ou de panneaux photovoltaïques.

Cette étude a été conduite sous condition réaliste de densité de flux moyen correspondant aux conditions environnementales moyennes d'ensoleillement. D'après l'analyse des phénomènes thermique et dynamique mis en évidence numériquement à l'aide d'un code CFD, les principales conclusions suivantes peuvent être tirées :

La structure de l'écoulement dépend de l'angle d'inclinaison, surtout au niveau de la zone de recirculation où un comportement topologique complexe dans l'écoulement interne a été observé, ce qui affecte les champs de pression et de vitesse ainsi que la structure de l'écoulement à l'intérieur du canal conduisant à la formation, la dissolution et la fusion des cellules rotationnelles en sortie de canal.

Un écoulement de type couche limite au voisinage de la paroi chauffée et une zone de recirculation (écoulement inversé) à la sortie du canal sont remarqués pour tous les angles d'inclinaison de la paroi adiabatique du canal. La taille (la longueur et la largeur) de cette zone de recirculation est la plus petite pour le petit angle  $\alpha = -2^\circ$  puis elle augmente avec l'augmentation de l'angle positif  $\alpha \geq +2^\circ$ .

La variation de l'angle d'inclinaison réduit le transfert de chaleur, où le taux de transfert de chaleur maximal se trouve à l'angle  $\alpha = 0^\circ$  correspondant au canal vertical.

Le débit massique maximal a été observé pour le cas du canal vertical  $\alpha = 0^\circ$  et pour le cas où  $\alpha = -2^\circ$ .

Un angle d'inclinaison de  $-10^\circ$  permet d'assurer le meilleur compromis entre le design architectural et le transfert thermique en assurant un rendement élevé pour préchauffer l'écoulement de ventilation.

# **Chapitre IV**

## **Ventilation naturelle dans les locaux d'habitation**

## IV. 1. Introduction

Ce chapitre est divisé en deux grandes parties. Dans la première partie, une simulation numérique de la ventilation naturelle pour le rafraîchissement d'un local a été faite, alors que dans la deuxième partie on s'est intéressé à la convection naturelle dans une paroi double peau.

Une première simulation numérique, basée sur la méthode CFD, a été faite en utilisant le logiciel FLUENT6.3.26. afin de valider notre modèle utilisé nous avons comparé nos résultats de simulation avec ceux de la littérature (Liping Wang et al., 2008). L'objectif de cette simulation est de trouver la géométrie la mieux adaptée pour assurer un meilleur confort pour les occupants. Nous avons d'abord simulé les deux types de ventilation naturelle pour le rafraîchissement des locaux en été, à savoir ventilation traversante et ventilation mono-façade, les résultats obtenus favorisent la ventilation traversante qui assure une distribution plus homogène avec des valeurs de vitesse et de température plus intéressantes ; basé sur les résultats de l'étude précédente, la deuxième simulation de cette étude compare différentes géométries pour des locaux ventilés naturellement en utilisant la technique de la ventilation traversante.

La deuxième partie de ce chapitre consiste à une étude en 2-D de la convection naturelle dans une enceinte fermée, le logiciel utilisé est ANSYS FLUENT 14.5 dont le modèle mathématique a été validé en comparant nos résultats avec ceux de l'expérimental réalisé au laboratoire GRESPI à l'université de Reims.

**Avant d'entrer dans le vif du sujet, une remarque s'impose : les valeurs imposées pour les conditions aux limites sont des valeurs arbitraires, car l'objectif principal de cette étude et d'étudier le comportement aéraulique des locaux d'habitation utilisant la technique de la ventilation naturelle. Cependant, ces conditions aux limites donnent des résultats prometteurs et satisfaisants comparés avec d'autres études de la littérature (Weizhen et al, 1997 ; Che-Min et all 1999 ; Pedro Denis Gaspar et al, 2003 ; Hee-Jin Park et al, 2001 ; Promotong et al, 2005).**

## IV. 2. Simulation numérique des deux types de ventilation naturelle : ventilation monofaçade et ventilation traversante

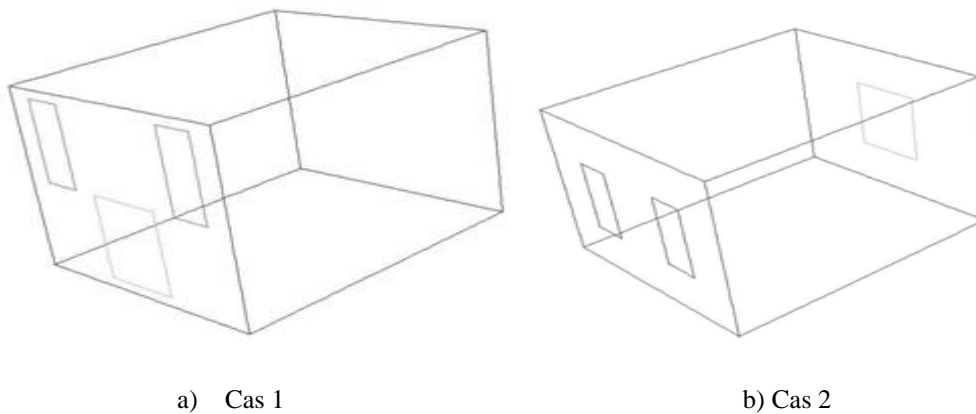
Cette étude porte sur la comparaison entre la ventilation traversante et la ventilation mono-façade en termes de distribution de température et de vitesse de l'air. Le local dispose

d'une seule ouverture pour l'entrée de l'air et de deux ouvertures pour la sortie ; la première présente la technique de la ventilation monofaçade où toutes les ouvertures se trouvent sur le même côté ; la deuxième configuration présente la technique de la ventilation traversante où les ouvertures pour l'entrée et la sortie de l'air se trouvent sur des parois opposées.

#### IV. 2.1. Contexte de l'étude et description du local

Cette étude est une simulation en 3-D utilisant la technique CFD à l'aide de code FLUENT 6.3.26. Pour simplifier notre travail, le local est considéré entièrement vide et en période d'inoccupation. Le local a une forme parallélépipédique avec : longueur=6m, largeur=5m et la hauteur=4m. Il est muni d'une seule ouverture d'entrée de l'air de longueur  $L=1.8\text{m}$  et de largeur  $H=1.5\text{m}$  et de deux ouvertures pour la sortie de l'air de longueur  $L=1.8\text{m}$  et de largeur  $H=0.75\text{m}$ .

En plus d'évaluer le confort thermique à l'intérieur d'un local, cette étude porte aussi sur la comparaison entre les deux types de ventilation naturelle, à savoir : ventilation traversante et ventilation monofaçade. On dit que le confort thermique est assuré à l'intérieur d'un local si la distribution des deux paramètres principaux décrivant le confort thermique, vitesse et température de l'air, est homogène sur tout le volume avec des valeurs qui répondent à la sensation du confort pour l'occupant. Nous avons pris deux géométries afin de prédire la géométrie qui assure une meilleure distribution de ces deux paramètres et alors un meilleur confort.



**Figure IV.1 : géométries étudiées : a) ventilation monofaçade ; b) ventilation traversante**

#### IV. 2.2. Conditions aux limites

A la bouche de soufflage, une condition de type « velocity-inlet » a été imposée avec une valeur de vitesse d'entrée d'air de 2m/s et une valeur de température de 305K, alors que pour les bouches d'extraction nous avons imposé une condition de type « outlet ».

Pour les murs, une condition de type « Wall » a été choisi. Sauf la paroi munie d'ouverture pour l'entrée de l'air qui a une température de 305K et la paroi opposée qui a une température de 297K, tous les autres murs ont été imposés avec une température constante de 300K. Le modèle de turbulence utilisé est le modèle **k-epsilon**. Nous n'avons pas pris les transferts de chaleur par rayonnement pour raison de simplification.

- **Autre spécification**

Cette étude vise à déterminer la distribution de la vitesse et de la température de l'air dans la zone d'occupation, autrement dit, la zone dont les occupants circulent et avec laquelle ils ont un contact direct ; de ce fait, les valeurs de ces deux paramètres aux voisinages des parois (couches limites) n'ont pas été prises en considération ; Pour cela, nous avons employé un maillage cartésien régulier avec un pas de 0.10. La simulation a été faite en 3-D, comporte une grille de 120000 cellules. Nous avons employé le modèle de turbulence k-epsilon.

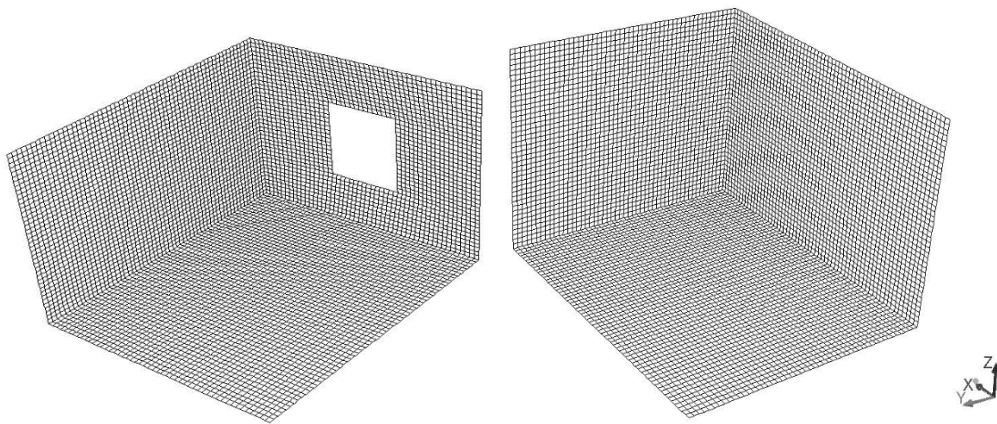


Figure IV.2. : Maillage de la géométrie

#### IV. 2.3. Validation numérique du modèle utilisé

Afin de valider notre modèle utilisé sous FLUENT, nous avons comparé nos résultats numériques avec celle de Liping Wang (**Liping Wang et al, 2008**). Pour ce fait Nous avons réalisé une simulation numérique d'un local ventilé naturellement utilisant la technique de la



ventilation naturelle traversante et on a comparé nos résultats obtenus avec ceux obtenus par **Liping et al** pour une étude identique.

La figure IV.3 présente une comparaison entre les vecteurs de vitesse pour les deux simulations. L'air circule de la même manière pour les deux locaux, on trouve des vecteurs de vitesse plus importants à l'entrée et à la sortie du local. Cette comparaison montre une bonne concordance entre nos résultats numériques et ceux de Liping et al. Cela nous permettra par la suite d'utiliser notre modèle mathématique pour les prochaines études.

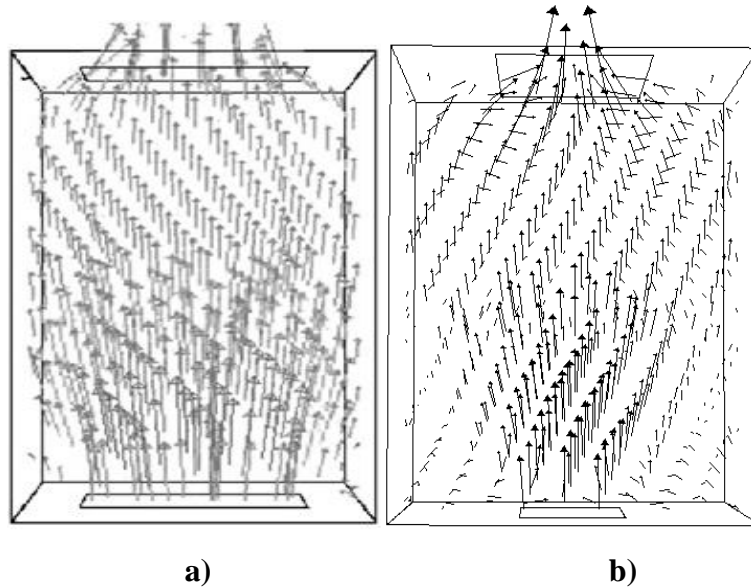


Figure IV.3 : vecteurs de vitesse pour les deux simulations : a) étude de liping et al, b) notre étude

#### IV. 2.4. Analyse des résultats : ventilation monofaçade et ventilation traversante

Pour une bonne présentation de nos résultats de simulation, nous avons choisi le plan horizontal  $Z=1.5$  qui nous permettra de bien analyser la distribution et l'évolution de la vitesse et de la température de l'air à l'intérieur des deux locaux.

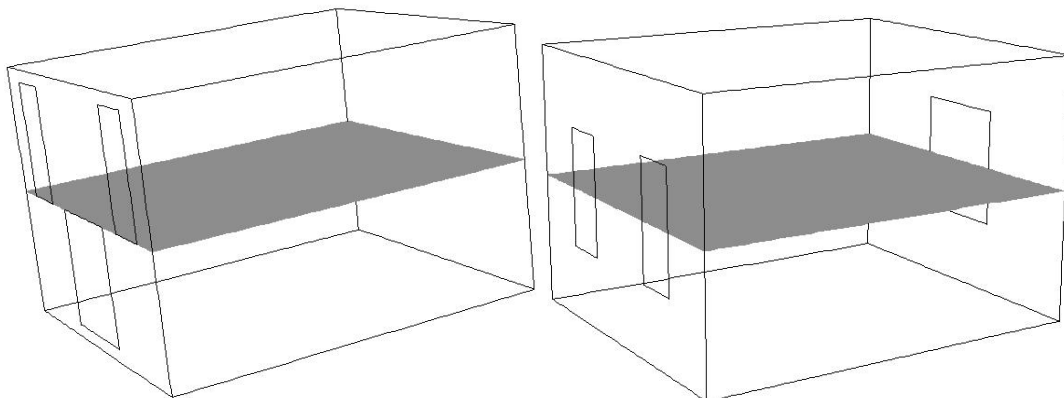
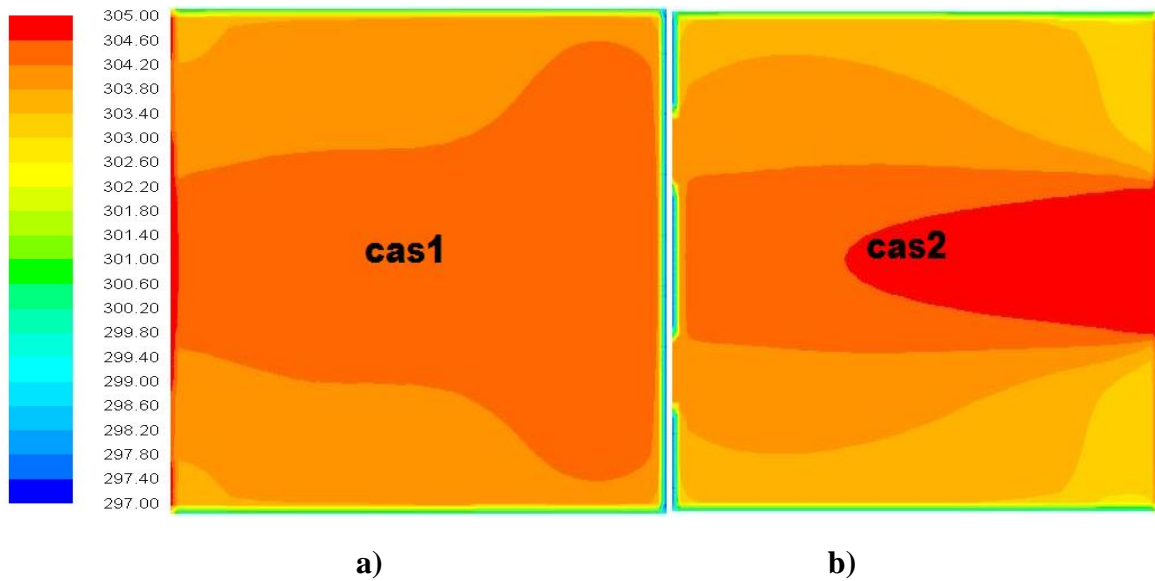


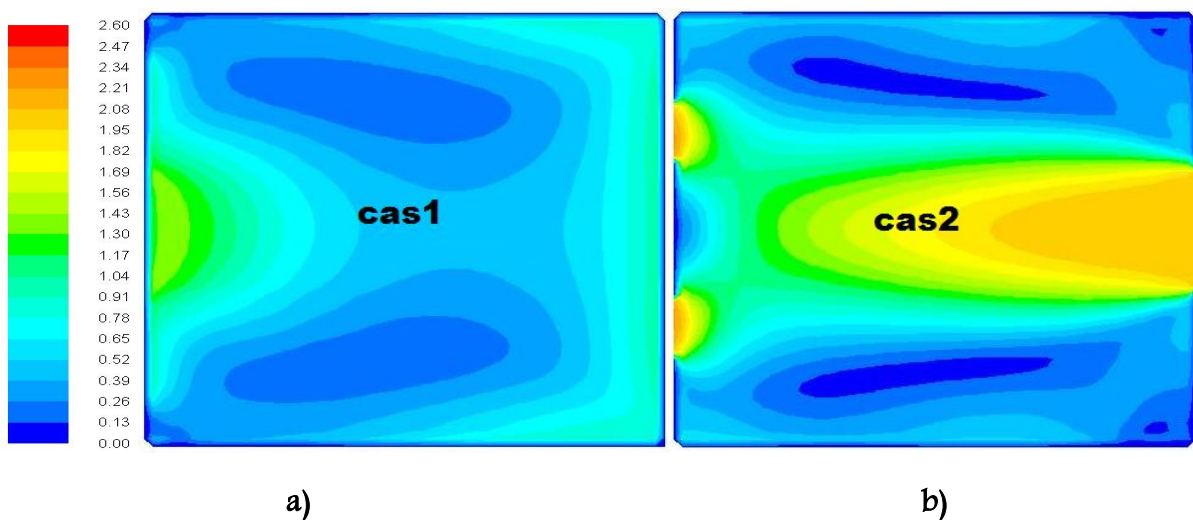
Figure IV. 4 : Plan horizontal  $Z=1.5$  m



**Figure IV. 5 : Distribution de la température sur le plan horizontal  $Z=1.5$  : a) monofaçade, b) traversante**

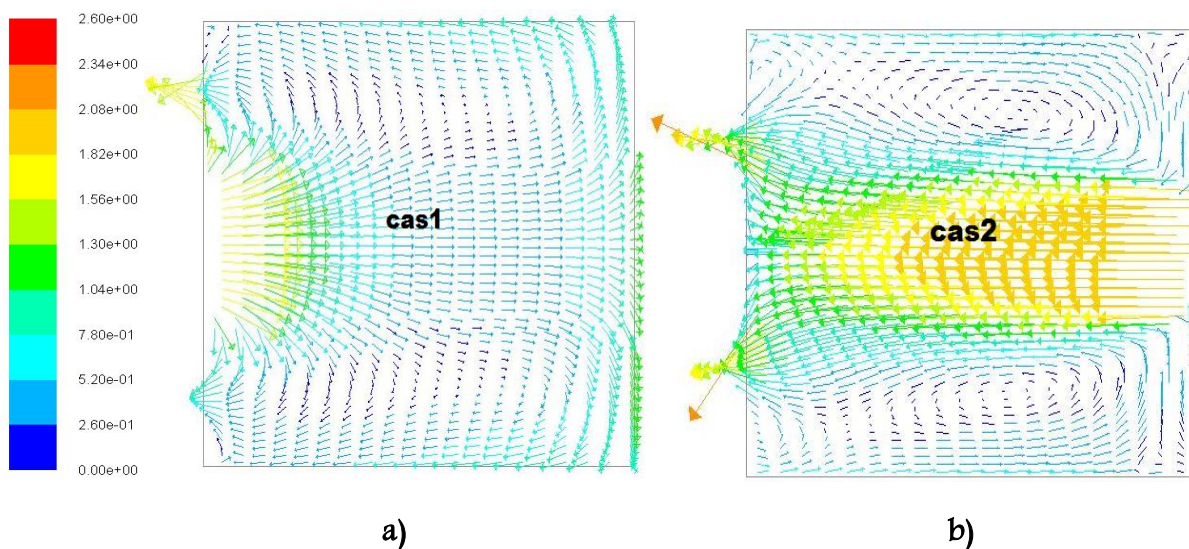
La **figure V.5** présente la valeur de la température sur le plan horizontal,  $Z=1.5$ . La figure (a) présente les résultats obtenus pour la ventilation monofaçade, on voit bien l'apparition d'une grande zone dont la température est de l'ordre de 304 K, avec deux petites zones dont la température est de 303 K. Pour les résultats de la ventilation traversante, figure (b), il est bien clair que la température dominante est plus petite que celles pour le cas de la ventilation monofaçade, on voit bien une grande zone d'une température de 303K.

Compte tenu de la température d'entré, qui a été prise de 305 K, comme valeur arbitraire, la température a été diminuée de 1 k pour le premier cas, par contre elle est diminuée de presque 2 K pour le cas de la ventilation traversante.



**Figure IV. 6 : Contours de vitesse sur le plan horizontal :  $Z=1.5$  ; a) monofaçade, b) traversante**

La figure IV.6 présente les valeurs de la vitesse sur le plan horizontal  $Z=1.5$ , il est bien clair que les valeurs dominantes pour la ventilation traversante sont plus grandes que celles pour la ventilation monofaçade. On remarque que pour la ventilation monofaçade, la zone dominante a une valeur comprise entre 0.13 et 1.04 m/s, alors que celle pour la ventilation traversante on remarque l'apparition d'une grande zone de température comprise entre 1.17 et 1.82 m/s. avec une valeur de la vitesse d'entrée de 2 m/s, sa valeur est diminué d'environ 52% pour la ventilation monofaçade et de 10% seulement pour la ventilation traversante. Cependant, le cas de la ventilation monofaçade ne dispose que de très petites zones dont la vitesse est presque nulle, ces zones appelées « zones mortes ou zones d'inconfort », en ventilation monofaçade l'air peut balayer tout le volume du local alors que dans le cas de la ventilation traversante, on remarque l'apparition d'une zone morte.



**Figure IV.7 : Vecteur de vitesse sur le plan horizontal,  $Z=1.5$**

La figure IV.7 présente les vecteurs de vitesse sur le plan horizontal,  $Z=1.5$ , On peut observer que l'écoulement se sépare au milieu du plan en deux formants deux tourbillons assurant la circulation de l'air. Même si l'air circule de la même manière pour les deux cas, il est remarquable que les valeurs de vitesse pour le cas de la ventilation traversante sont plus importantes que celles pour la ventilation monofaçade et les deux tourbillons formés sont plus remarquable pour la ventilation traversante que pour la ventilation monofaçade.

Cette étude avait pour objectif de comparer entre les deux techniques de la ventilation naturelle les plus répandues et les plus utilisées en industrie. Pour atteindre notre objectif, nous avons réalisé deux simulations sur les deux types de ventilation.

Les figure IV (5 ; 6 ; 7) présentent la distribution de la température et de la vitesse de l'air sur le plan horizontal  $Z=1.5$  pour les deux cas étudiés. Les valeurs ainsi obtenus favorisent la ventilation traversante sur la ventilation monofaçade.

Des valeurs de température pour la ventilation traversante plus petites que celles pour l'autre technique, et des valeurs de vitesse plus grandes que celle pour le cas de la ventilation monofaçade prouvent que l'utilisation de la ventilation traversante assure une meilleur circulation de l'air avec des température plus acceptable et alors une meilleur sensation de confort par l'occupant. Cependant, il est à noter qu'une ventilation monofaçade peut assurer une meilleure circulation de l'air dans le local dont l'air peut balayer tout le volume si l'air entre avec une vitesse suffisamment grande.

### **IV. 3. Etude de la ventilation naturelle traversante : Influence de la dimension et du nombre des ouvertures pour la sortie de l'air sur le comportement aéraulique du local**

Après avoir comparé les deux techniques de la ventilation naturelle, les résultats précédents donnent un avantage pour la ventilation traversante. Une simulation 3-D de trois géométries utilisant la technique de la ventilation traversante a été faite afin de prédire la géométrie la mieux adaptée pour un meilleur comportement aéraulique du local et un meilleur confort thermique. L'objectif de cette simulation est d'étudier l'influence de la dimension et du nombre des ouvertures pour la sortie de l'air sur le comportement aéraulique du local

#### **IV. 3.1. Contexte de l'étude et description du local**

Cette partie présente une simulation 3-D de la ventilation naturelle traversante pour un local d'habitation considéré entièrement vide et en période d'inoccupation. Nous avons étudié l'influence du dimensionnement et du nombre des ouvertures pour la sortie de l'air sur le comportement aéraulique du local ainsi que sur le confort thermique à l'intérieur de celui-ci. Trois géométries de mêmes dimensions comportant la même ouverture pour l'entrée de l'air ont été choisies. L'objectif principal est d'évaluer le confort thermique pour des différentes ouvertures pour la sortie de l'air en comparant les valeurs et la distribution des différents paramètres décrivant le confort thermique : vitesse et température.

Lors la première simulation (cas1), les deux ouvertures pour l'entrée et la sortie de l'air ont les mêmes dimensions et se trouvent sur la même hauteur par rapport au sol. Pour la deuxième simulation (cas2), l'ouverture pour la sortie est deux fois plus grande que celle de

l'entrée ; Finalement, pour la troisième simulation (cas3), le local est muni de deux ouvertures pour l'extraction de l'air dont la somme de leur superficie égale à celle de l'ouverture de sortie de la deuxième simulation (cas2).

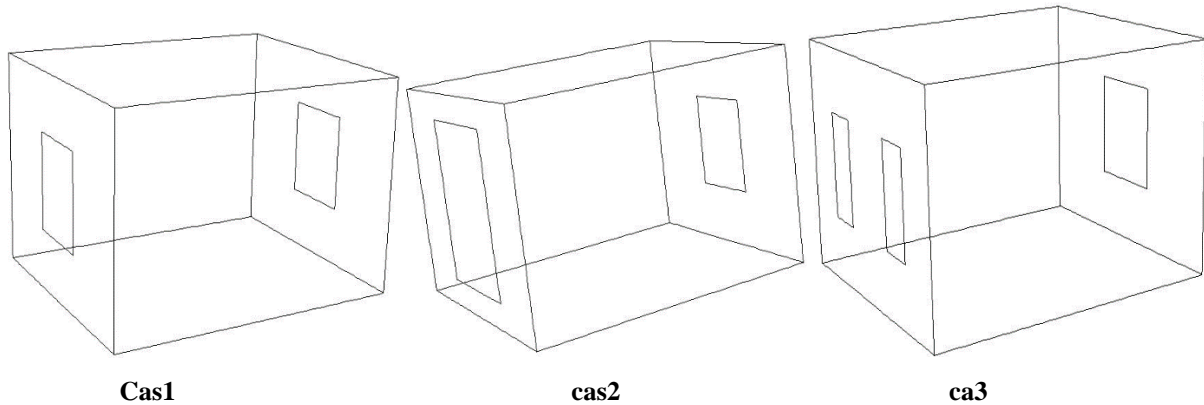


Figure IV.8 : les trois géométries étudiées

### IV.3. 2. Conditions aux limites

A la bouche de soufflage une condition de type « velocity-inlet » a été imposée d'une valeur de vitesse de 2 m/s et une valeur de température de 305K, alors que pour les bouches d'extraction nous avons imposé une condition de type « outlet ».

Pour les murs, une condition de type « Wall » a été choisi. Sauf la paroi munie d'ouverture pour l'entrée de l'air qui a une température de 305K et la paroi opposée qui a une température de 297K, tous les autres murs ont été imposés avec une température de 300K. Le modèle de turbulence utilisé est le modèle **k-epsilon**. Nous n'avons pas pris les transferts de chaleur par rayonnement pour raison de simplification.

### IV.3. 3. Analyse des Résultats

Pour une bonne présentation des résultats, nous avons choisi trois niveaux horizontaux, à savoir, plan bas  $Z=0.5$  m, plan milieu  $Z=1.5$  m et le plan haut  $Z=2$  m et un plan vertical  $Y=2$  m. Ces trois niveaux représentent respectivement : la partie basse du corps humain (pied), le milieu, et le haut (la tête). Nous allons par la suite présenter la distribution des différents paramètres du confort thermique sur ces différents plans afin de bien comprendre le comportement aéraulique de chaque géométrie.

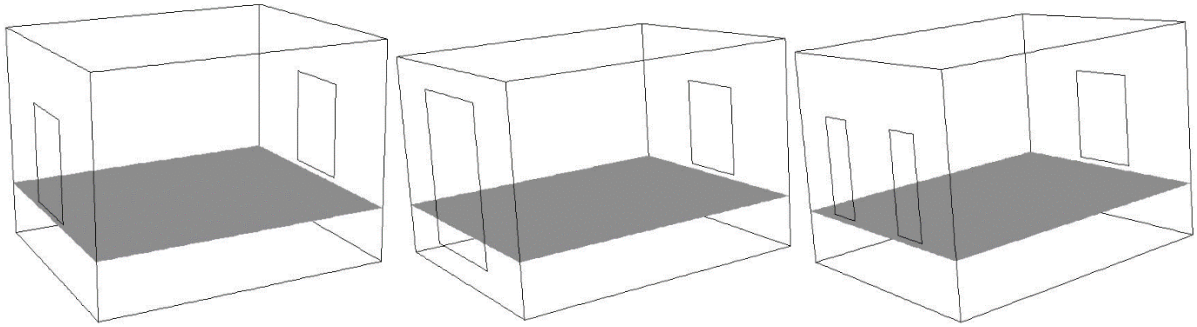


Figure IV.9 : disposition du plan bas  $Z=0.5$  m pour les trois géométries étudiées

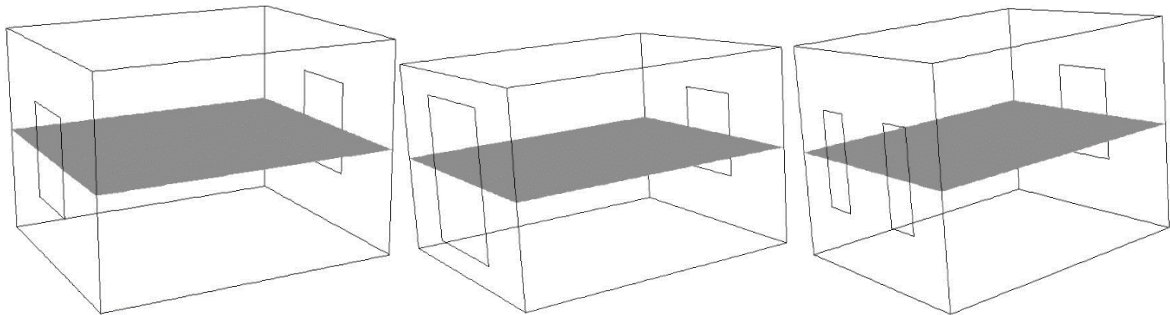


Figure IV.10 : disposition du plan milieu  $Z=1.5$ m pour les trois géométries étudiées

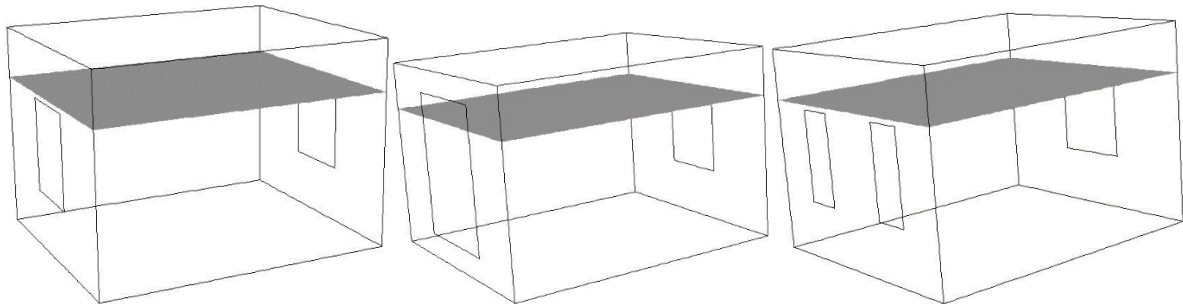
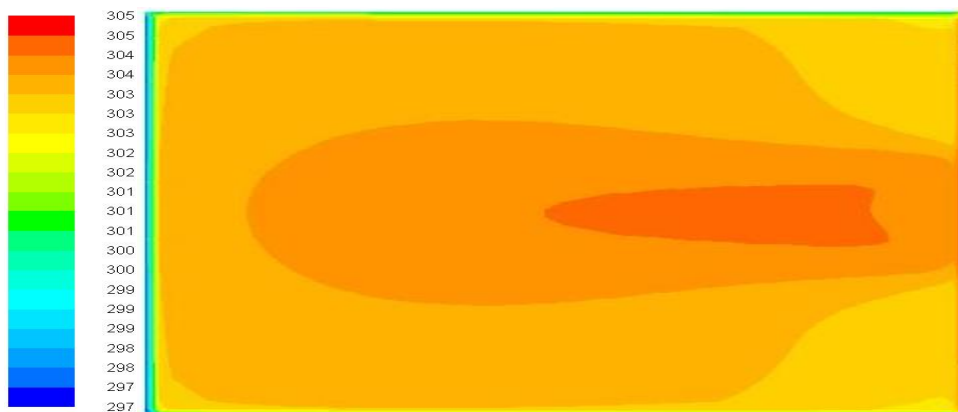
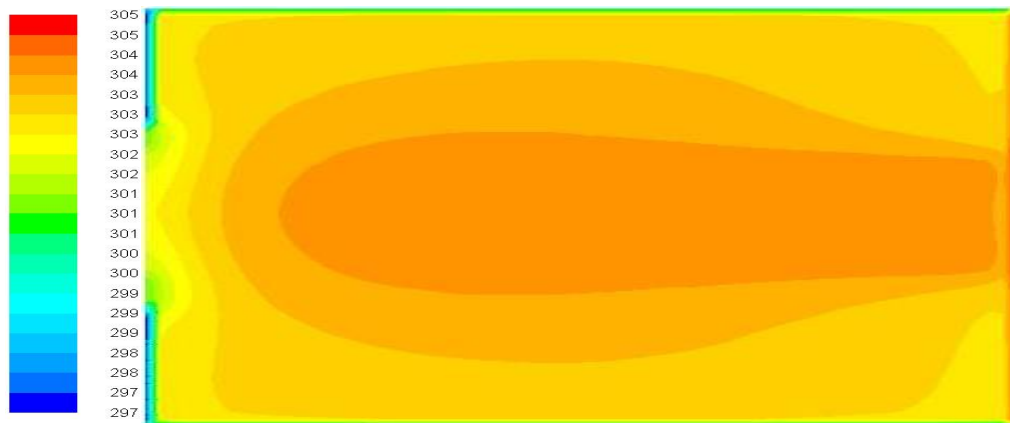


Figure IV.11 : disposition du plan haut  $Z=2$ m pour les trois géométries étudiées

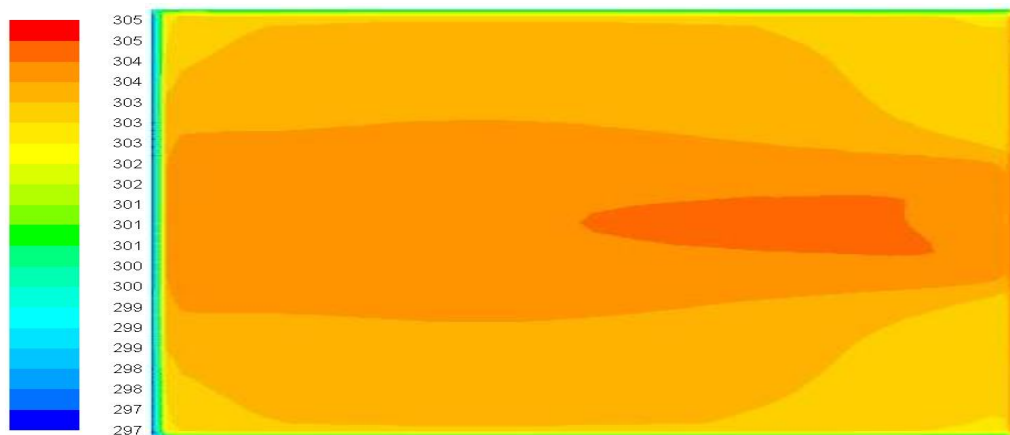
a) Influence du nombre et du dimensionnement des ouvertures sur le profil de la température



a) Cas1



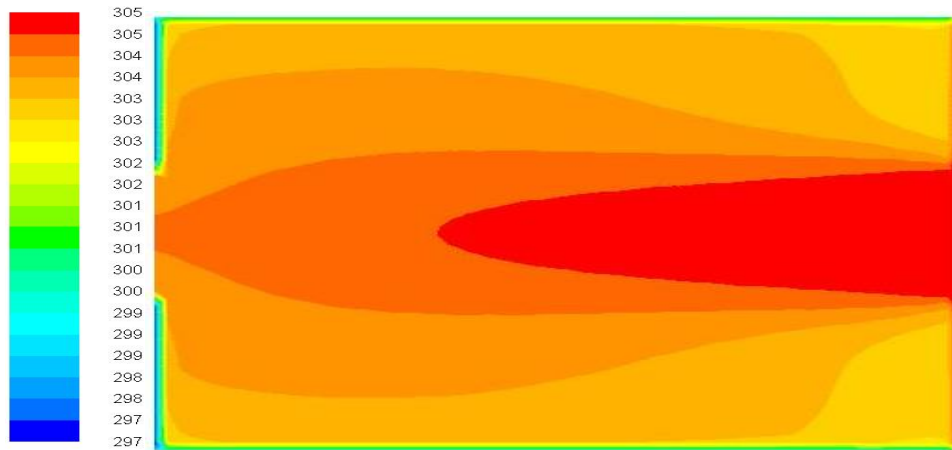
b) Cas2



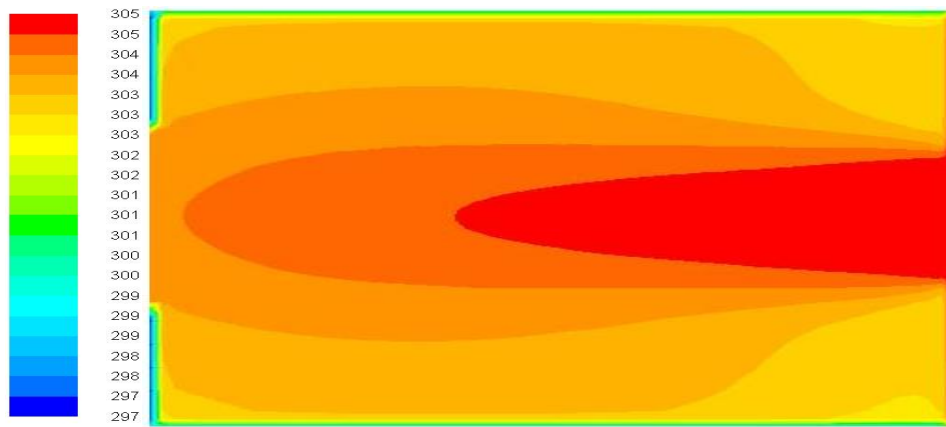
c) Cas3

Figure IV. 12 : distribution de la température sur le plan  $Z=0.5m$  pour les trois géométries :  
a) cas1, b) cas2, c) cas3

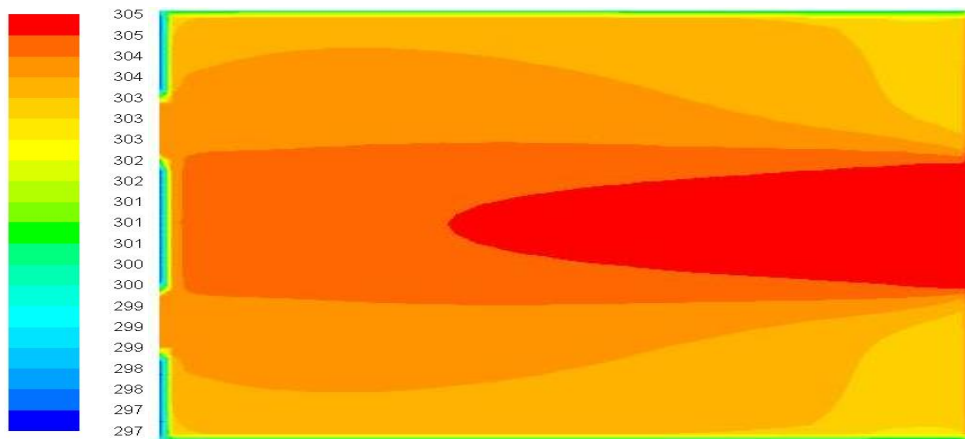
La figure V.12 présente la distribution de la température sur le plan  $Z=0.5 m$ , ce plan présente la partie basse du corps de l'être humain. La figure a) présentant le cas1 montre des valeurs de température peu élevées comparant par celles des deux autre cas. On voit clairement l'apparition des zones avec des valeurs de température de l'ordre de 303 K à 304 K pour le cas2 et le cas3 ce qui donne un avantage pour ces deux géométries. L'apparition d'une petite zone avec une température de 302K pour le cas2 est due à la position du plan choisi qui se trouve au niveau de l'ouverture de sortie.



a) Cas1



b) Cas2



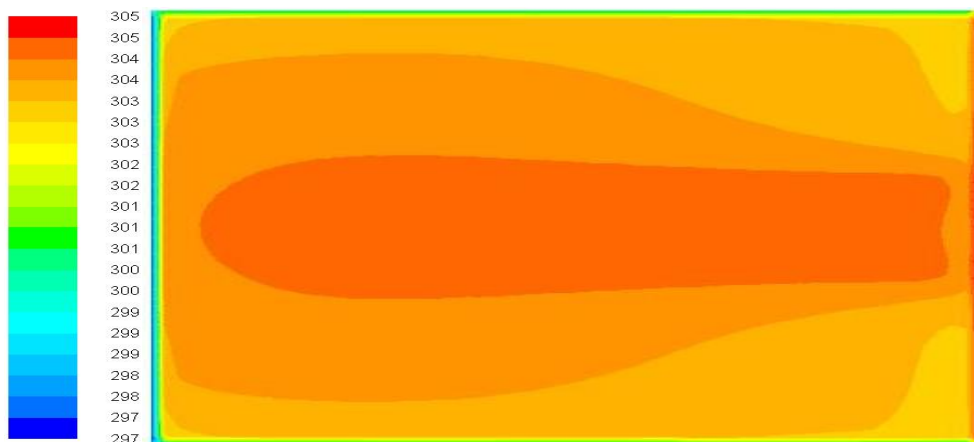
c) Cas3

**Figure IV.13 : distribution de la température sur le plan  $Z=1.5m$  pour les trois géométries  
a) cas1, b) cas2, c) cas3**

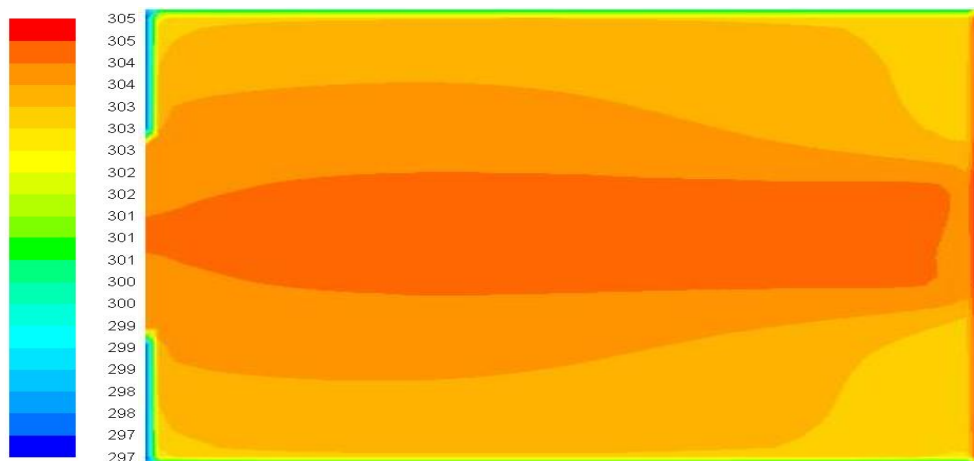
La figure IV.13 présente la distribution de la température sur le plan  $Z=1.5m$  pour les trois cas. Il est bien clair que le cas3 assure des zones avec des valeurs de température plus petites que les deux autres cas, les températures dominantes pour le cas3 sont de l'ordre de 303K. On



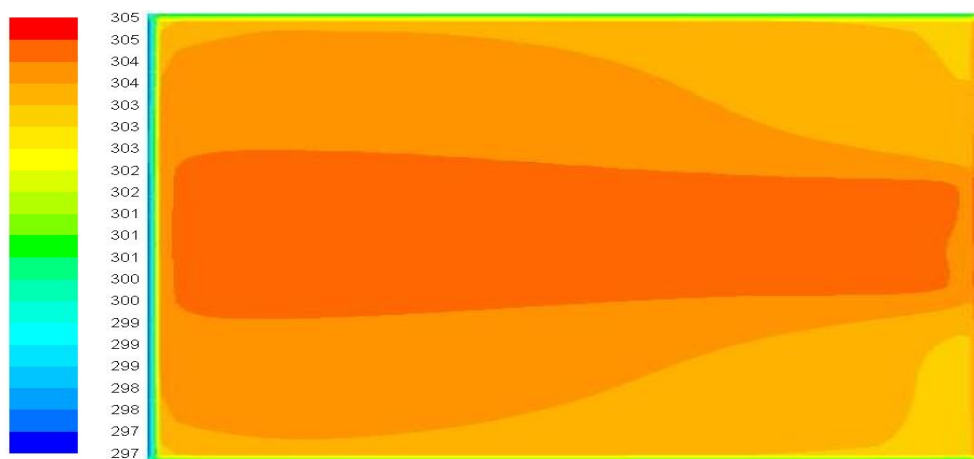
remarque aussi l'apparition d'une zone avec une valeur de 305 K à l'entrée de chaque géométrie, cette zone est plus large pour le cas1 que pour les deux autres cas.



a) Cas1



b) Cas2



c) Cas3

Figure IV. 14 : distribution de la température sur le plan  $Z=2m$  pour les trois géométries  
a) cas1, b) cas2, c) cas3

La figure IV. 14 présentes la distribution de la température de l'air sur le plan  $Z=2$  m, cette distribution montre que le cas3 assure des grandes zones avec des valeurs de températures entre 303K et 304K, alors que pour le cas2 les zones dominantes ont une valeur plus que 304K. Le cas1 présente des valeurs plus grandes que les deux autre cas.

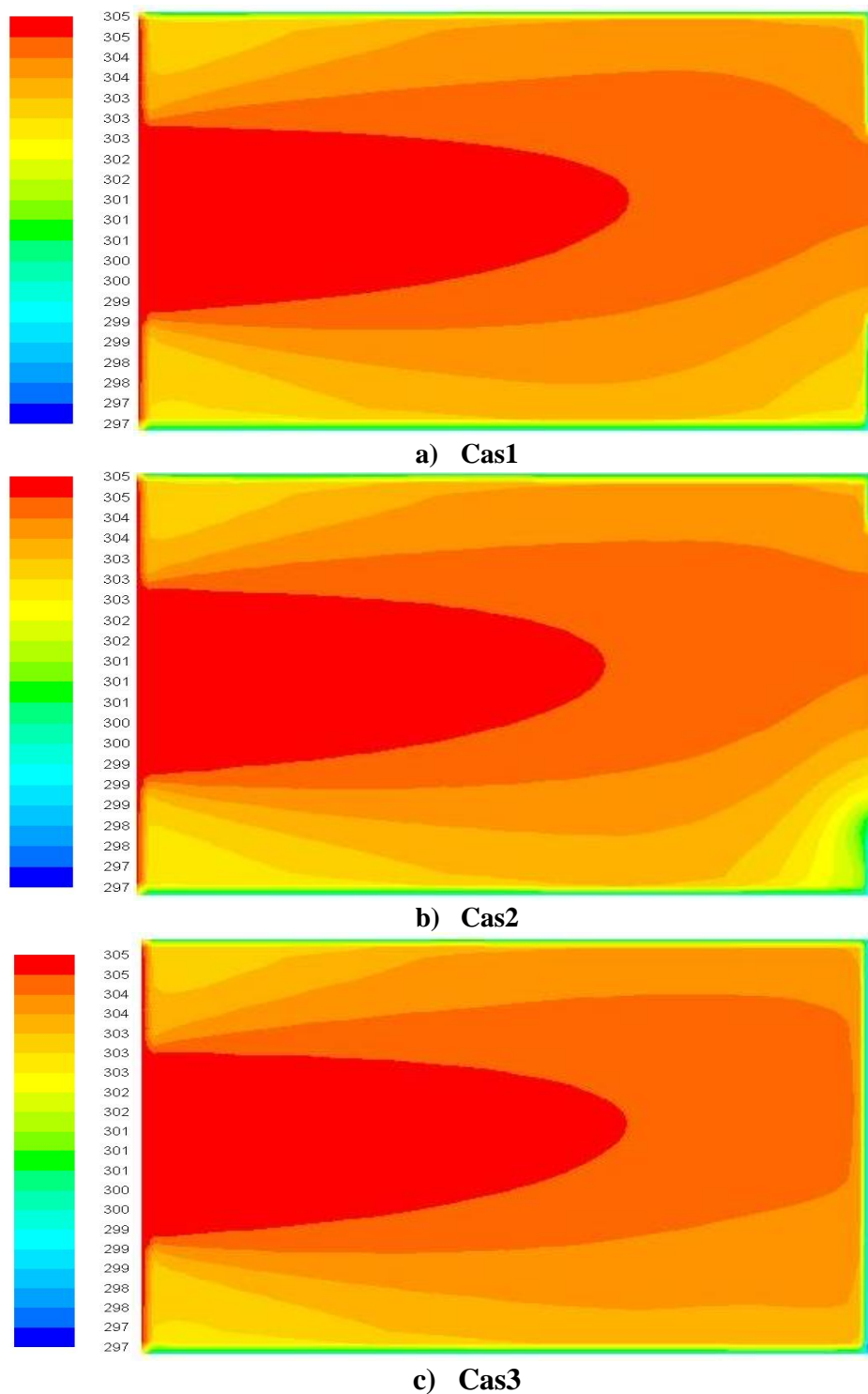
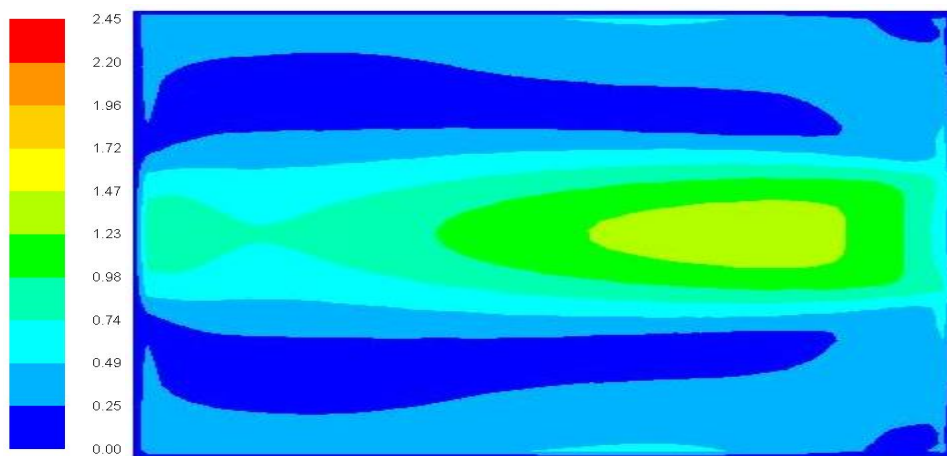


Figure IV. 15 : distribution de la température sur le plan  $Y=2$ m pour les trois géométries  
a) cas1, b) cas2, c) cas3

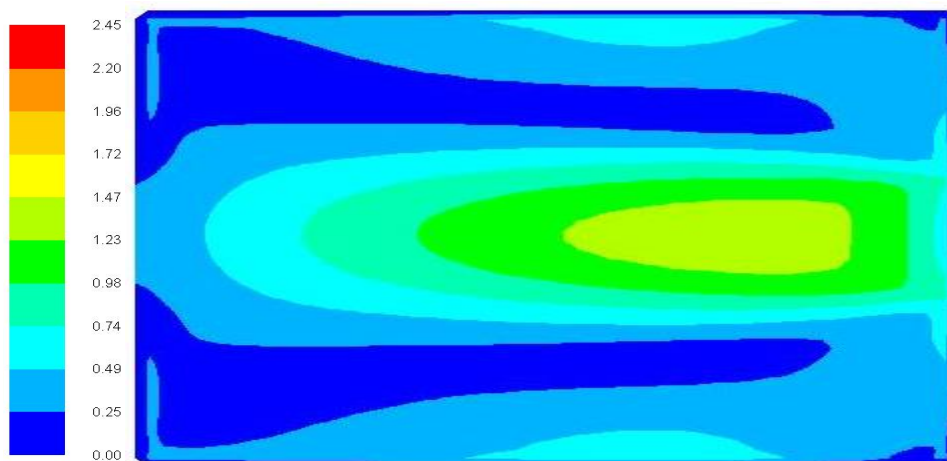
La figure V.15 présente la distribution et l'évolution des valeurs de la température à l'intérieur des trois locaux. On peut clairement noter que les valeurs les plus basses sont celles pour le cas3 dont on voit des zone avec des températures moins que 304K, alors que pour les deux autre cas on remarque l'apparition des grande zones avec une température plus que 304K.

**b) Influence du nombre et du dimensionnement des ouvertures sur la distribution de la vitesse**

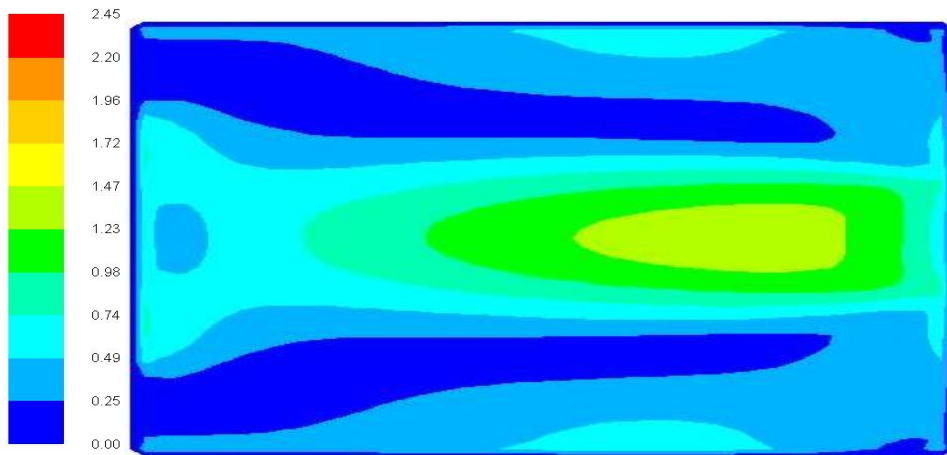
Nous allons présenter dans ce qui suit la distribution des valeurs de la vitesse de l'air sur les différents plans choisi précédemment afin qu'on puisse prédire la géométrie qui assure la meilleur circulation de l'air



a) Cas1



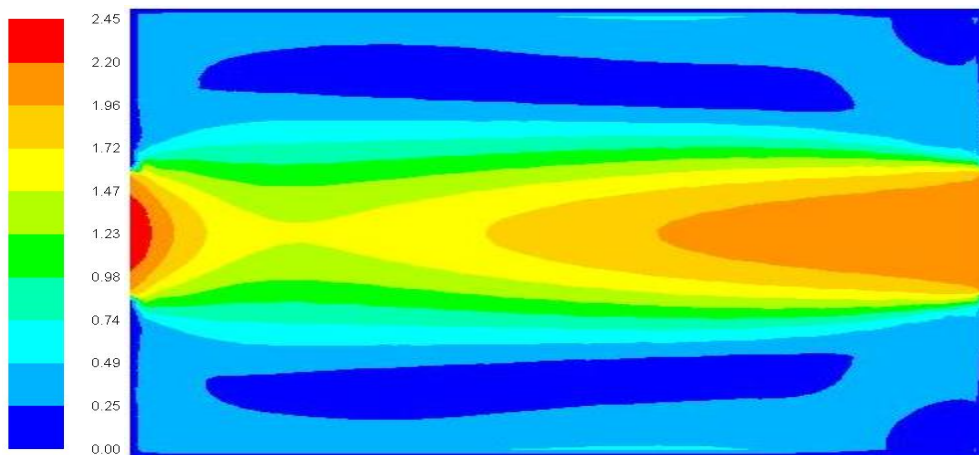
b) Cas2



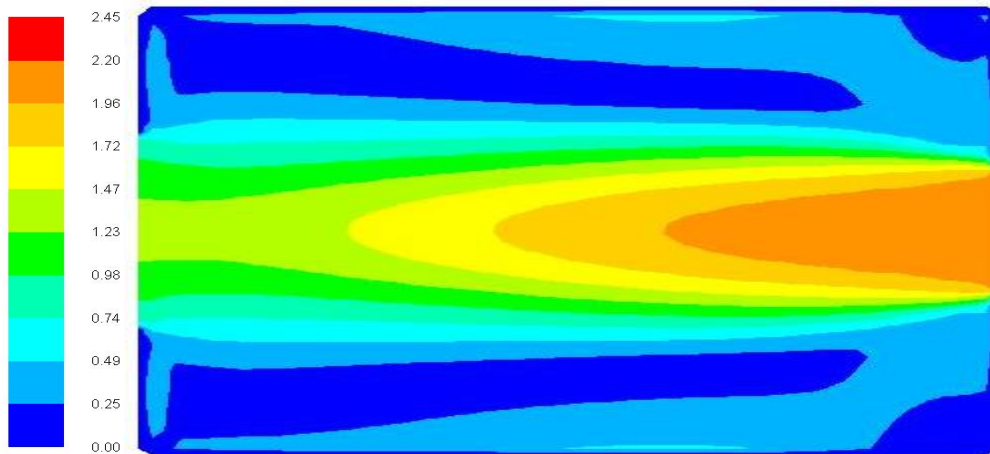
c) Cas3

Figure IV.16 : distribution de la température sur le plan  $Z=0.5m$  pour les trois géométries  
a) cas1, b) cas2, c) cas3

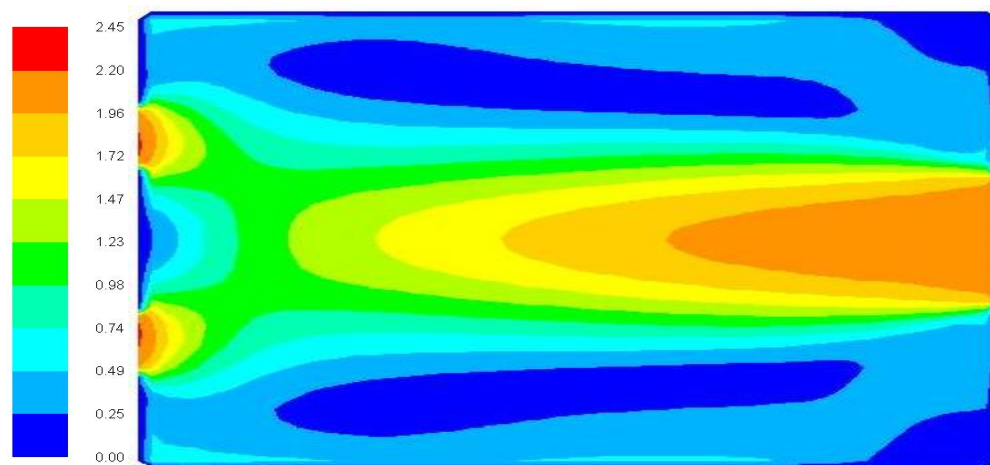
La figure V.16 présente la distribution de la vitesse de l'air sur le plan  $Z=0.5m$ . On voit bien des zones importantes pour le cas1 et le cas3 avec des valeurs de la vitesse de l'ordre de  $0.74m/s$  à  $1.23m/s$ , alors que pour le cas2, les zone dominantes ont une valeur ne dépasse pas  $0.74m/s$  sauf sur une petite zone qui apparaisse pour les trois cas dont la vitesse est de l'ordre de  $1.23m/s-1.47m/s$ . la diminution des valeurs de la vitesse pour le cas3 est dû aux grande dimensions de l'ouverture de sortie de l'air



a) Cas1



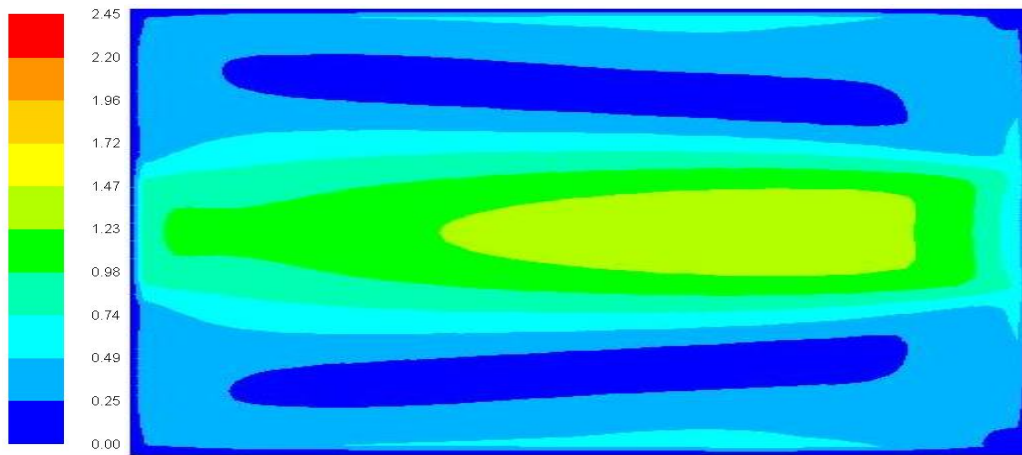
b) Cas2



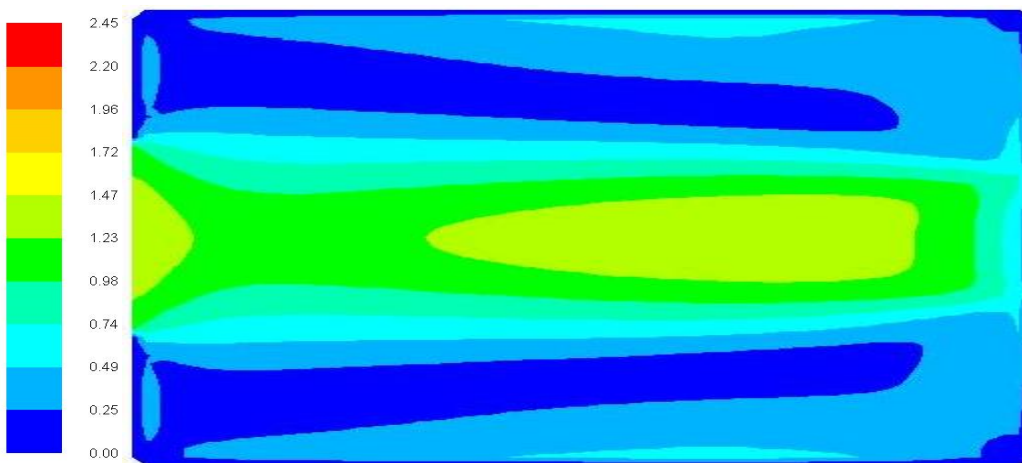
c) Cas3

**Figure IV.17 : distribution de la température sur le plan  $Z=1.5m$  pour les trois géométries  
a) cas1, b) cas2, c) cas3**

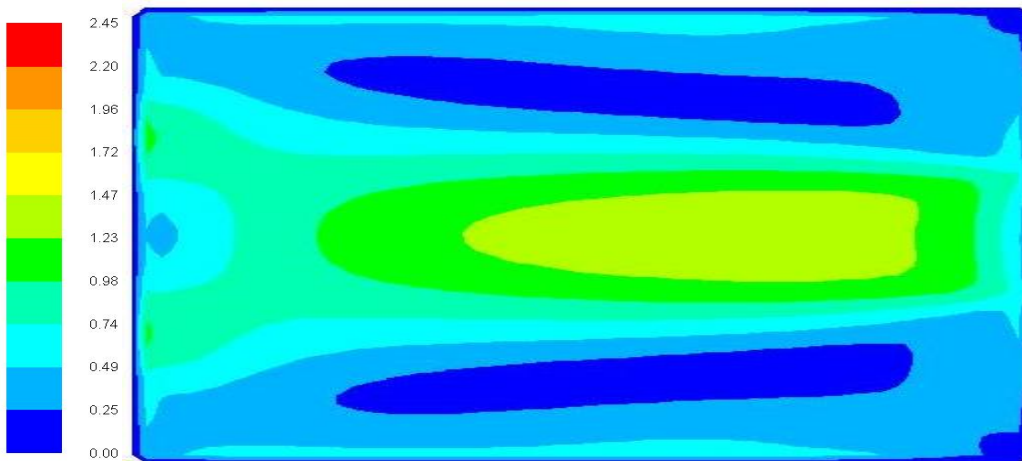
La figure V.18 présente la distribution de la vitesse de l'air sur le plan  $Z=1.5m$  pour les trois cas en question. On remarque clairement que le cas3 comporte des grandes zones avec des valeurs plus importantes, alors que pour le cas1 et le cas3 les zones dominantes ont des valeurs de vitesse inférieures à celles pour le cas3.



a) Cas1



b) Ca2

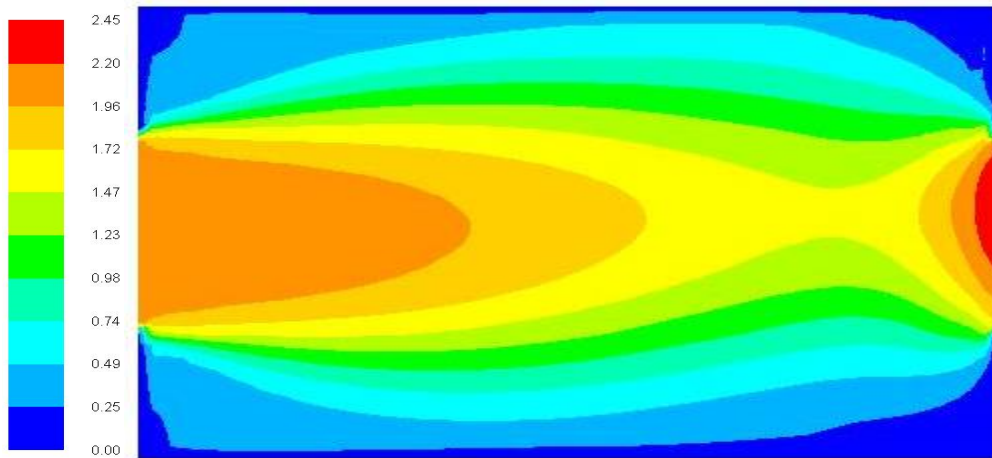


c) Cas3

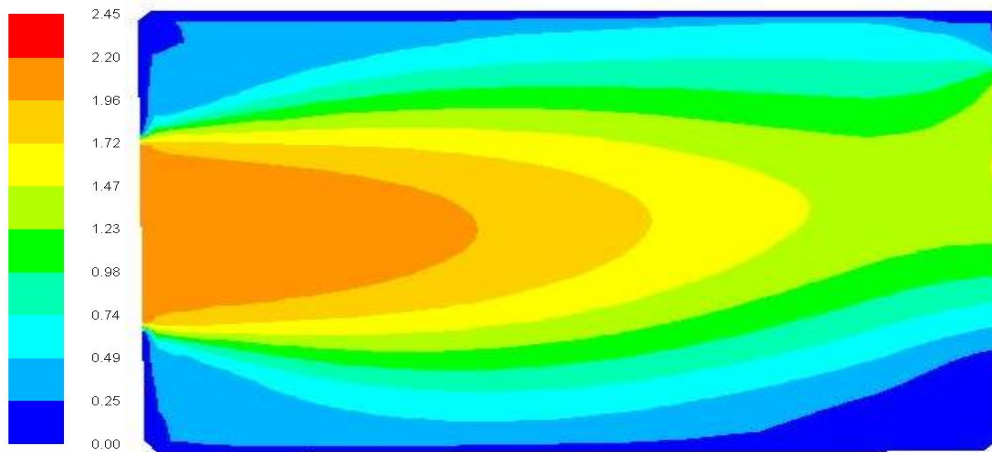
**Figure IV.18 : distribution de la température sur le plan  $Z=2m$  pour les trois géométries  
a) cas1, b) cas2, c) cas3**

La figure V.18 présente la distribution de la vitesse de l'air sur le plan  $Z=2m$  pour les trois géométries. On voit bien que le cas2 dispose d'une zone avec des valeurs de vitesse plus élevées de l'ordre de  $0.78m/s$  à  $1.47m/s$  ; cependant, cette zone ne présente qu'un petit

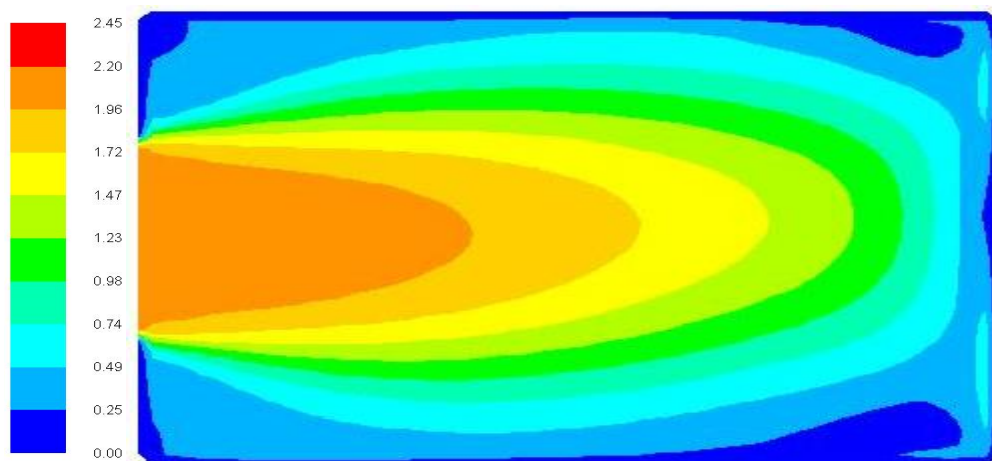
volume du local. Par contre on remarque des grandes zones pour le cas3 avec des températures comprises entre 0.49m/s et 1.23m/s.



a) Cas1



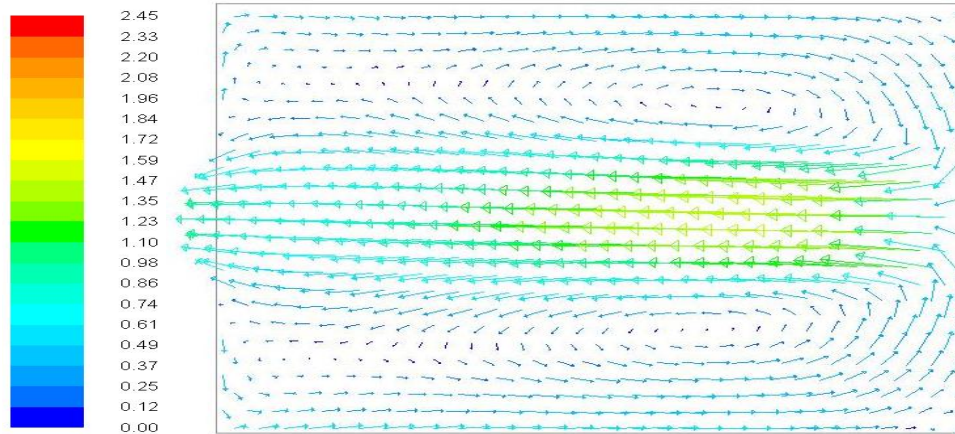
b) Cas2



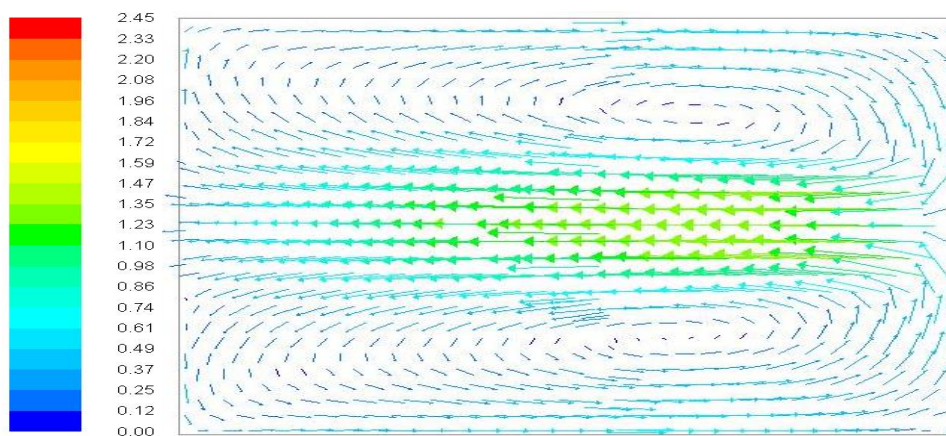
c) Cas3

Figure IV.19 : distribution de la température sur le plan Y=2m pour les trois géométries  
a) cas1, b) cas2, c) cas3

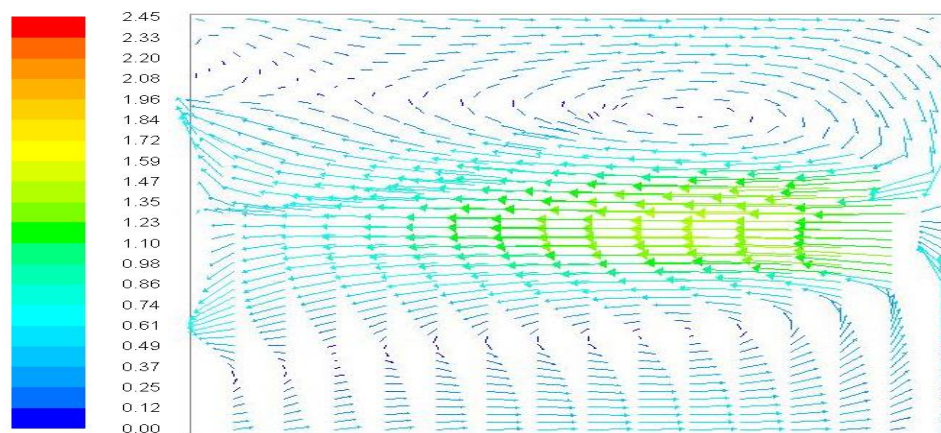
La figure IV.19 présente la distribution de la vitesse sur le plan  $Y=2$ , sur les trois figures on remarque une distribution similaire des valeurs de température pour les trois cas, avec un petit avantage pour les cas1 et le cas2 dont on trouve une zone avec des température allant jusqu'à 1.47m/s, cette zone se trouve au niveau de l'ouverture de la sortie de l'air car le plan choisi est au milieu de ces ouvertures pour le cas1 et le cas2 ce qui n'est pas le cas pour le cas3.



a) Cas1



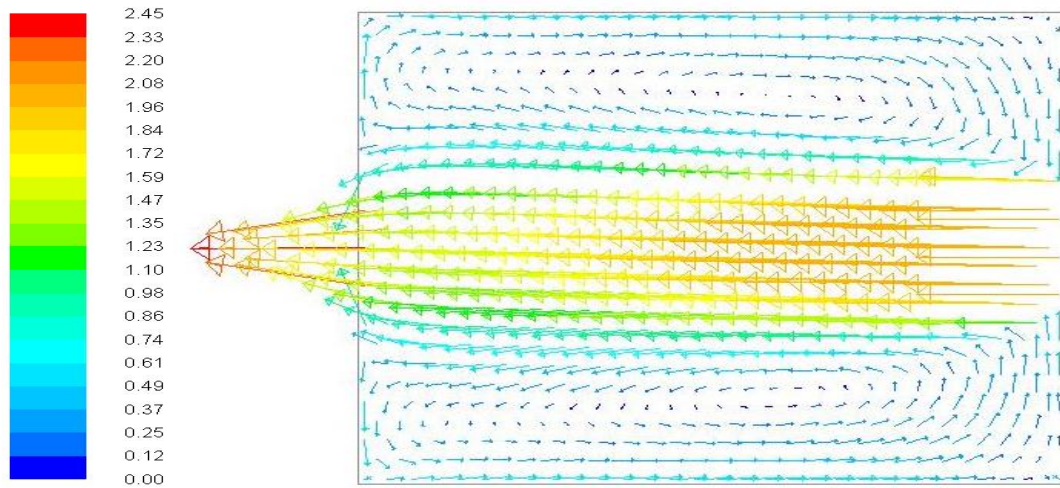
b) Cas2



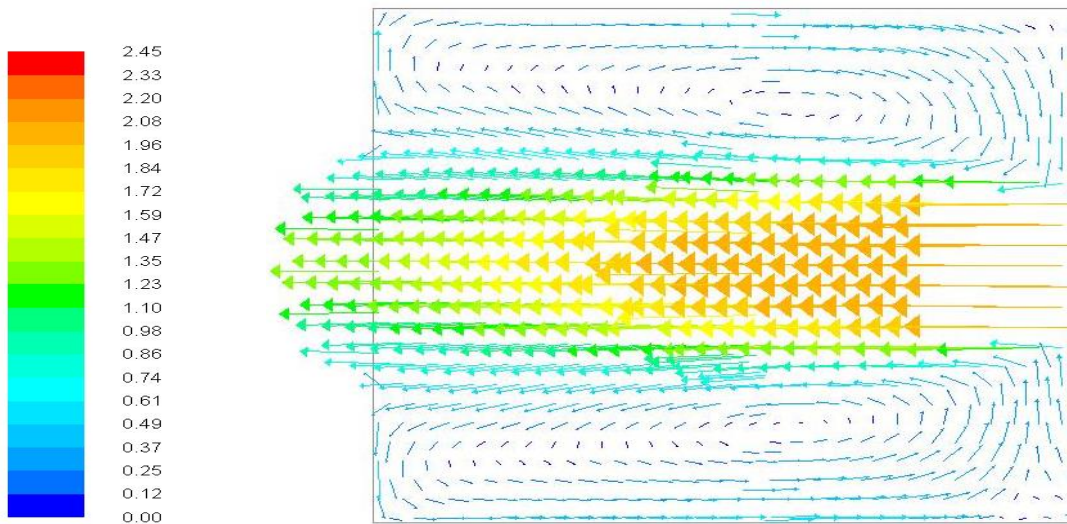
c) Cas3

Figure IV. 20 : vecteurs de vitesse sur le plan  $Z=0.5$

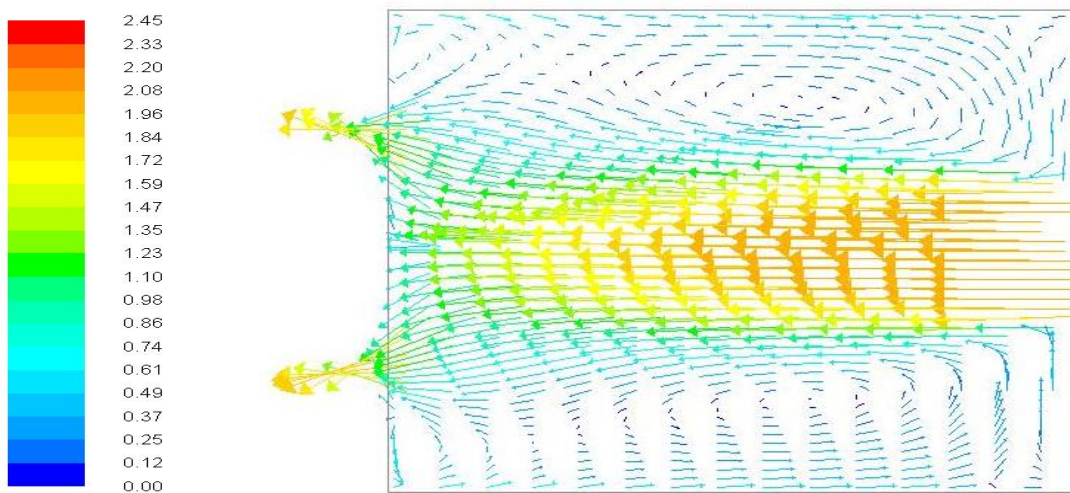




a) Cas1

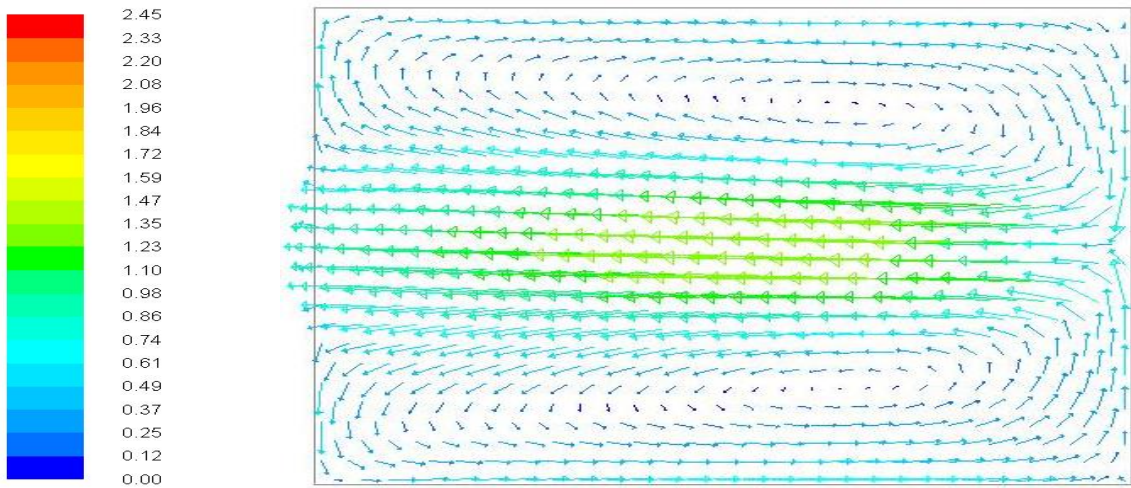


b) Cas2

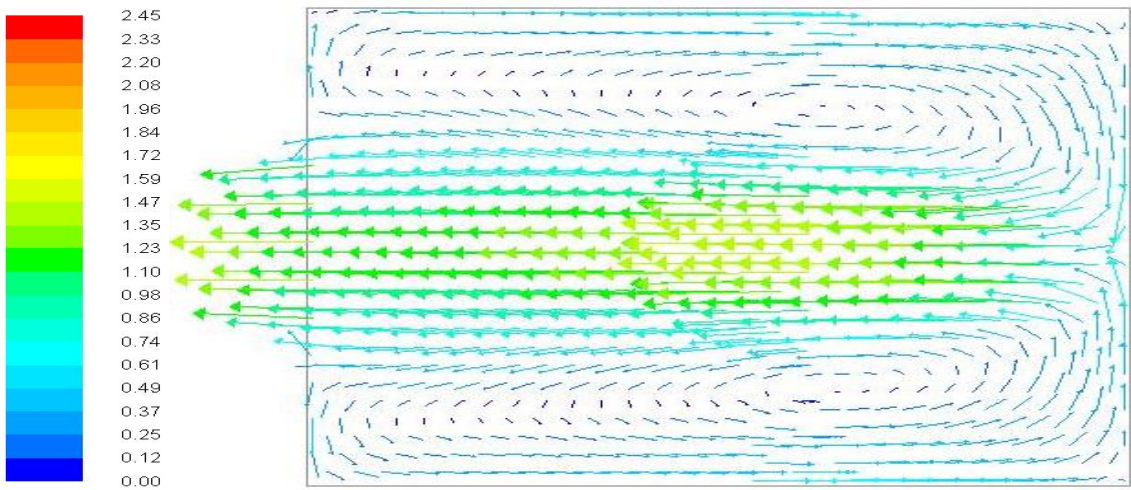


c) Cas3

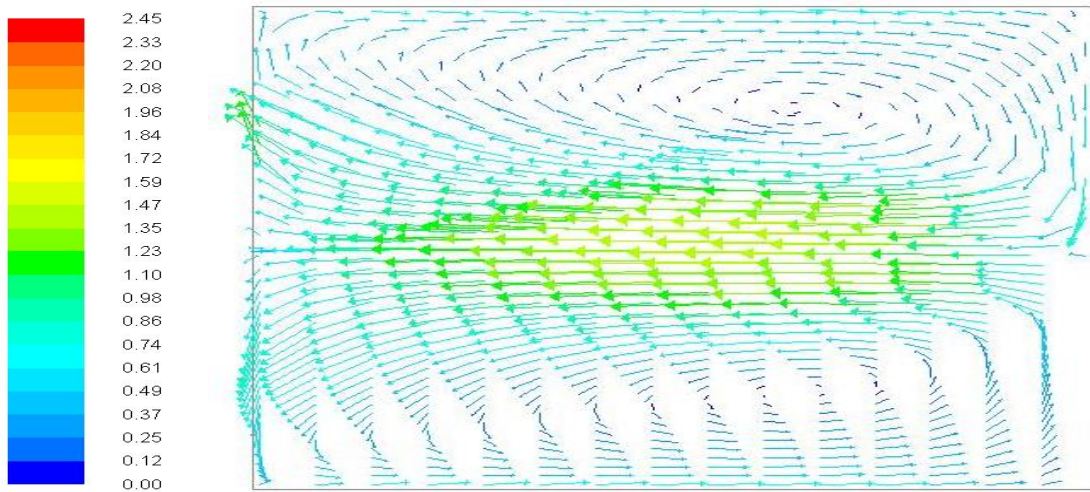
Figure IV. 21 : vecteurs de vitesse sur le plan  $Z=1.5$



a) Cas1

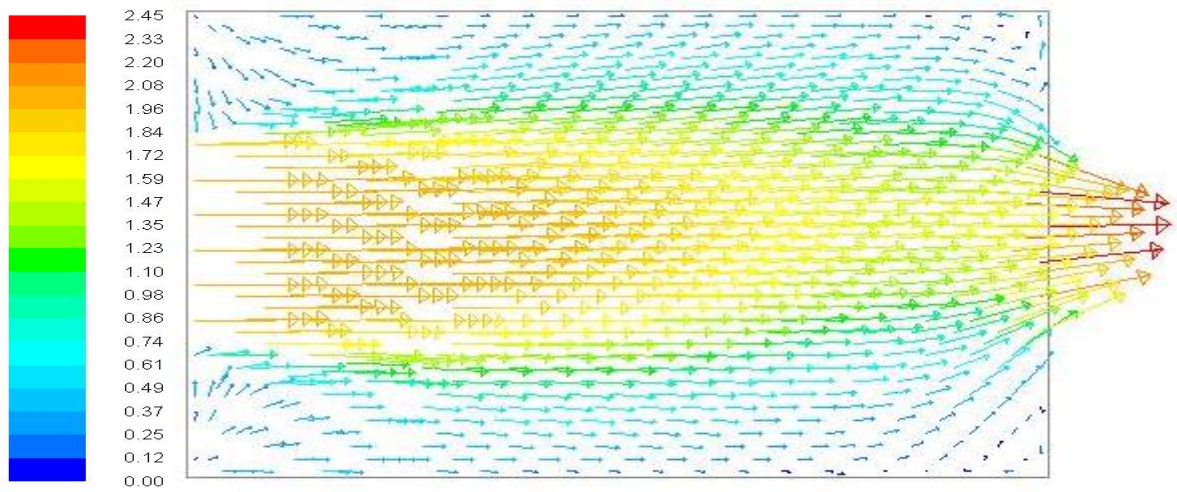


b) Cas2

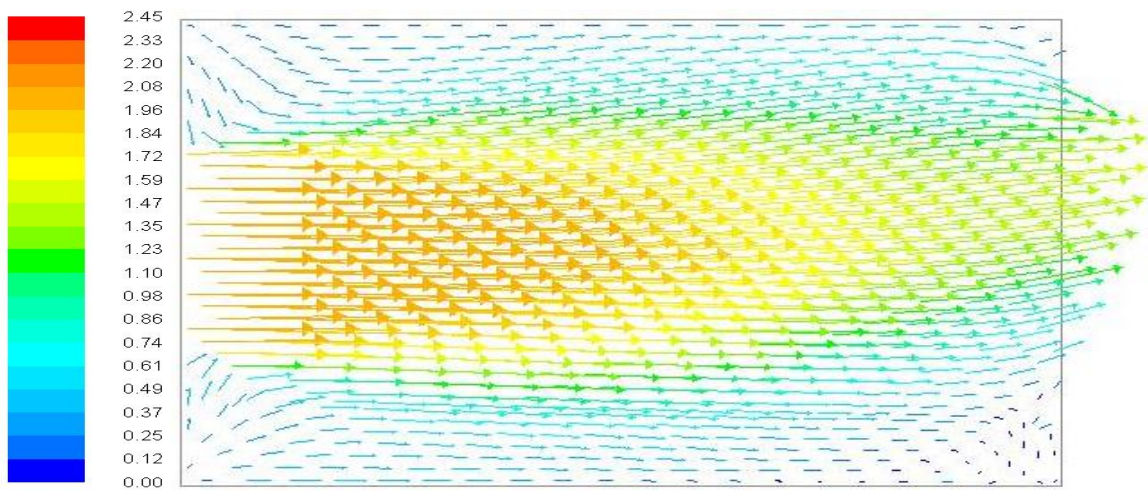


c) Cas3

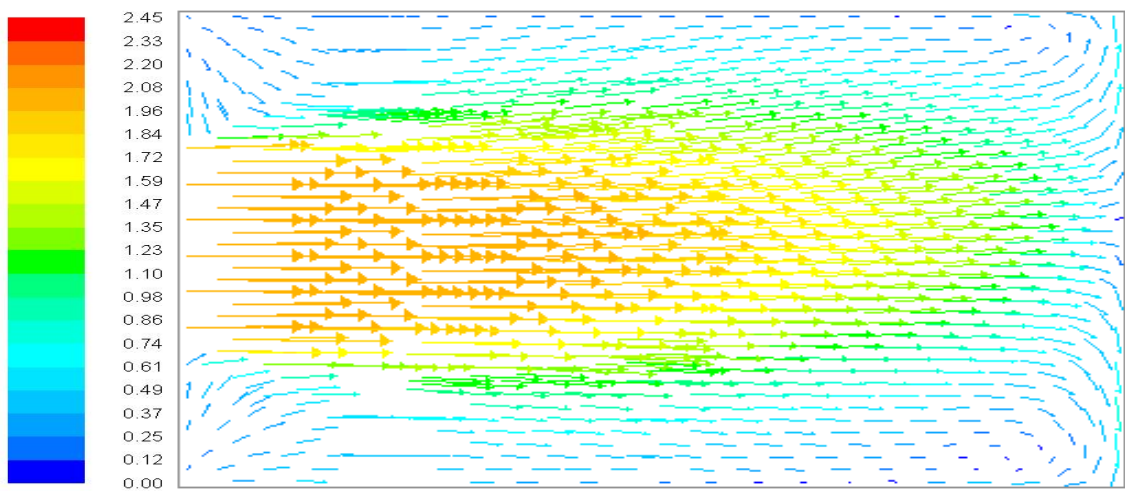
Figure IV. 22 : vecteurs de vitesse sur le plan  $Z=2$



a) Cas1



b) Cas2



c) Cas3

Figure IV. 23 : vecteurs de vitesse sur le plan Y=2

Les figures IV (20 ; 21 ; 22 ; 23) présentent les vecteurs de vitesse de l'air à l'intérieur de chaque local. Il est bien clair que cette distribution est similaire pour les trois géométries avec un petit avantage pour le deuxième et le troisième cas où on trouve des zones plus larges avec des valeurs plus élevées. L'écoulement crée deux tourbillons ; c'est cette circulation de l'air qui assure une sensation de confort (fraicheur) pour les occupants.

Dans cette partie de notre travail, nous avons étudié l'influence des dimensions et du nombre des ouvertures pour l'extraction de l'air sur le comportement aérodynamique des locaux. Pour atteindre cet objectif, nous avons déterminé les valeurs et la distribution des deux principaux paramètres assurant un bon confort thermique pour les occupants, à savoir : la température et la vitesse de l'air.

Les résultats obtenus concernant les contours de vitesse et de la température ainsi que les vecteurs de vitesse sur les différents plans nous ont permis de prédire la géométrie la mieux adaptée pour un meilleur confort thermique. Avec des valeurs arbitraires de la température et de la vitesse de l'air de 305 K et 2 m/s respectivement ; le local muni de deux ouvertures pour la sortie de l'air semble d'être la meilleure construction qui assure le meilleur confort pour l'occupant. Toutefois un local avec une seule ouverture pour l'extraction de l'air peut assurer un bon confort thermique si les dimensions de cette ouverture sont bien étudiées.

## **IV. 4. Influence de la dimension et de la disposition des ouvertures de sortie sur le comportement aérodynamique du local**

### **IV. 4.1. Contexte de l'étude et description du local**

Dans cette partie de notre travail, nous avons réalisé une simulation CFD en 3-D de trois locaux de mêmes dimensions, ventilés naturellement en utilisant la technique de la ventilation naturelle traversante. L'objectif de cette simulation est de comparer le comportement aérodynamique des trois locaux tout en comparant les profils de vitesse et de température à l'intérieur de ces derniers.

Les trois géométries sont munies d'une seule ouverture d'entrée de l'air qui se trouve dans la même position avec les mêmes dimensions pour les trois simulations. La première géométrie est munie de deux grandes ouvertures pour l'extraction de l'air, on va l'appeler cas1 ; alors que la deuxième (cas2) et la troisième (cas3) sont munies de deux petites ouvertures situant en bas et en haut respectivement.

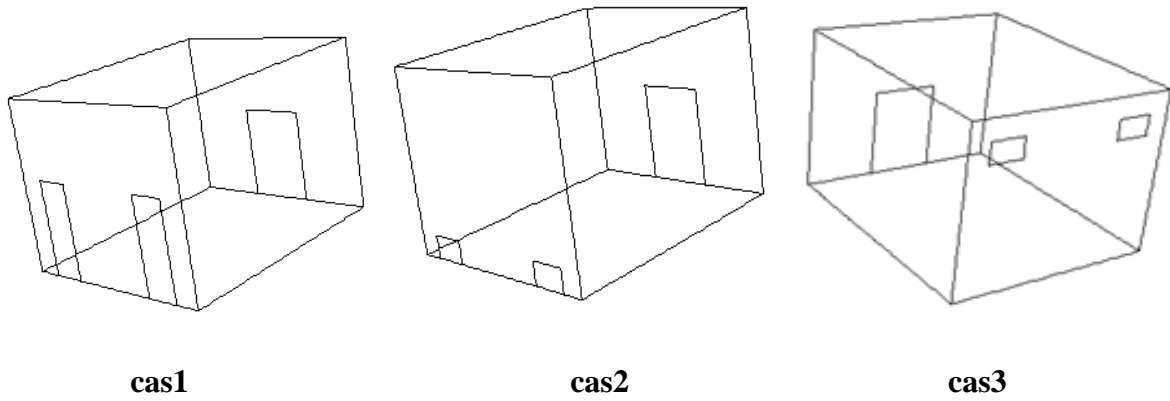


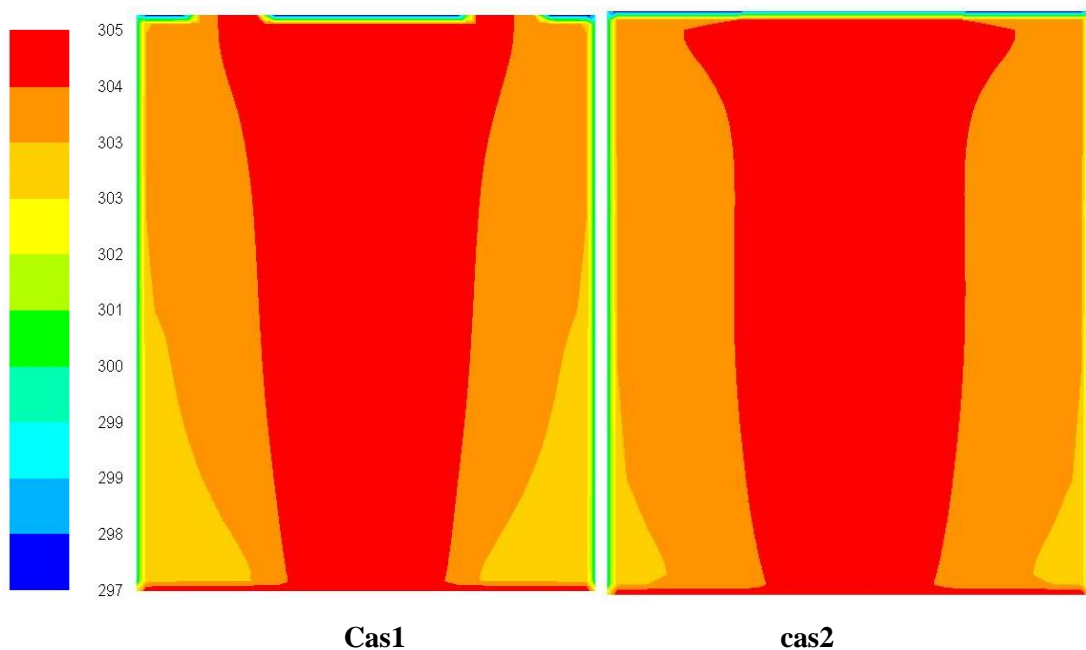
Figure IV. 24 : les trois cas étudiés

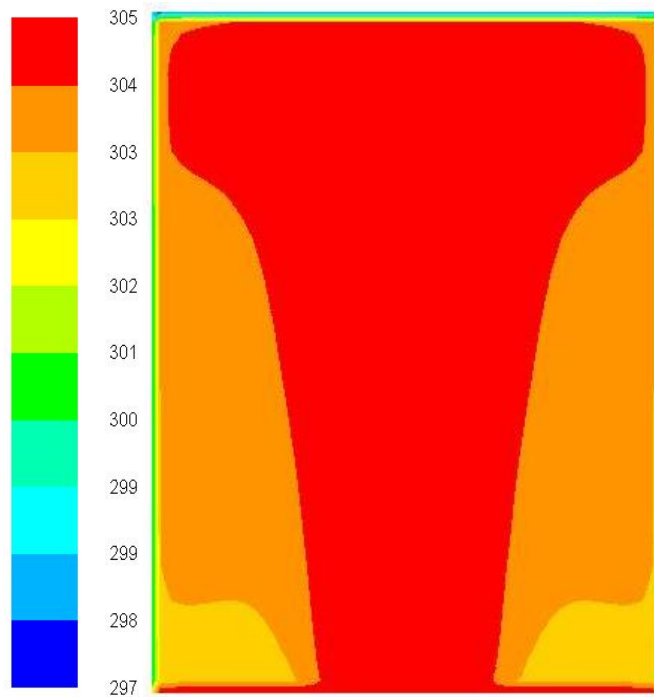
#### IV. 4.2. Conditions aux limites

A la bouche de soufflage une condition de type « velocity-inlet » a été imposée d'une valeur de vitesse de 2m/s avec une valeur de température de 305K, alors que pour les bouches d'extraction nous avons imposé une condition de type « outlet ». Pour les murs, une condition de type « Wall » a été choisi. Sauf la paroi dont l'air entre au local qui a une température de 305K et la paroi opposée qui a une température de 297K, tous les autres murs ont été imposés avec une température de 300K. Le modèle de turbulence utilisé est le modèle **k-epsilon**. Nous n'avons pas pris les transferts de chaleur par rayonnement pour raison de simplification.

#### IV. 4.3. Analyse des résultats et discussion

##### IV. 4.3.1. Influence des ouvertures pour la sortie de l'air sur le profil de la température

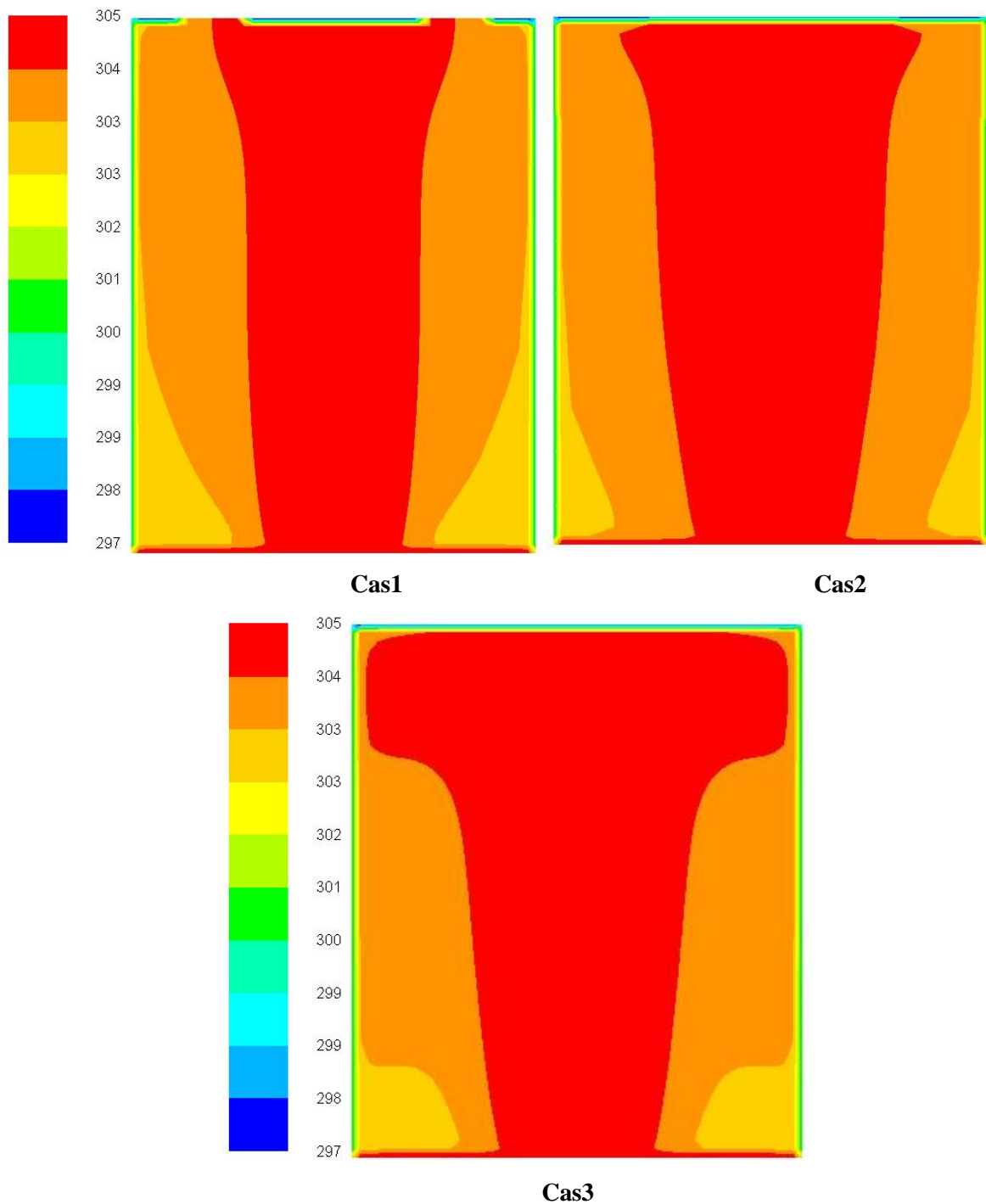




**Cas3**

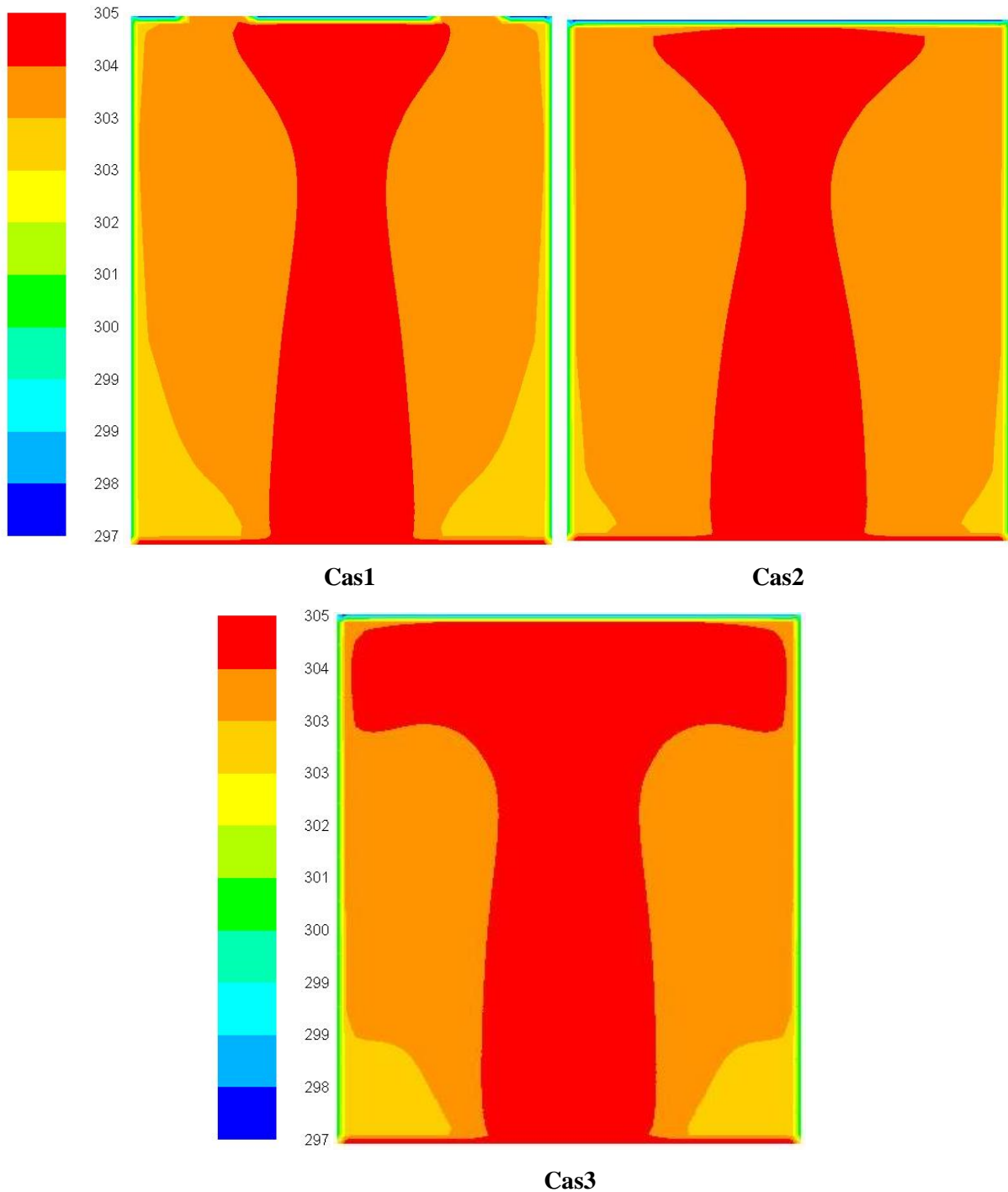
**Figure IV.25 : Distribution de la température sur le plan horizontal Z=0.5**

La figure V.25 présente la distribution de la température sur un plan horizontal,  $Z=0.5$ , qui présente la partie basse du corps de l'être humain. Pour les trois cas la forme de la distribution de la température est similaire ; on trouve une zone où la température est un peu élevée avec une valeur maximale allant jusqu'à 305K, qui est la même valeur imposée pour la température de l'air entrant, et deux autres zones avec des valeurs un peu plus basses comprises entre 303 K et 304 K. Cependant, le cas de la simulation avec deux grandes ouvertures pour la sortie de l'air a un avantage d'avoir ces deux zones plus grandes que celles pour les deux autres simulations.



**Figure IV.26 : Distribution de la température sur le plan horizontal  $Z=1.5$**

La figure IV. 26 ci-dessus, présente la distribution de la température sur le plan horizontal  $Z=1.5$ . Pour les trois cas, la forme de la distribution de la température est identique, on trouve une zone où la température est un peu élevée avec une valeur maximal allant jusqu'à 305 K, et deux autres zone avec des valeur un peu plus basses comprise entre 303 K et 304 K; cependant, le cas de la simulation avec deux grandes ouvertures pour la sortie de l'air a l'avantage d'avoir ces deux zones plus grandes que celles pour les deux autres simulations.



**Figure IV.27 : distribution de la température sur le plan horizontal Z=2**

La figure IV.27 présente les valeurs de la température sur le plan horizontal, Z=2, ce plan présente la partie haute du corps de l'être humain. Comme les deux dernières figures, la première géométrie assure des zones plus larges avec des températures plus basses

Les figures IV (25 ; 26 ; 27) présentent le contour de la température dans les trois locaux sur les trois plans horizontaux. Ces résultats donnent un avantage pour le local muni de deux



grandes ouvertures pour l'extraction de l'air dont on trouve la présence des températures dominantes plus basse que celles pour les deux autres cas sur des zones plus larges.

**IV. 4.3.2. Influence des ouvertures sur le profil de vitesse**

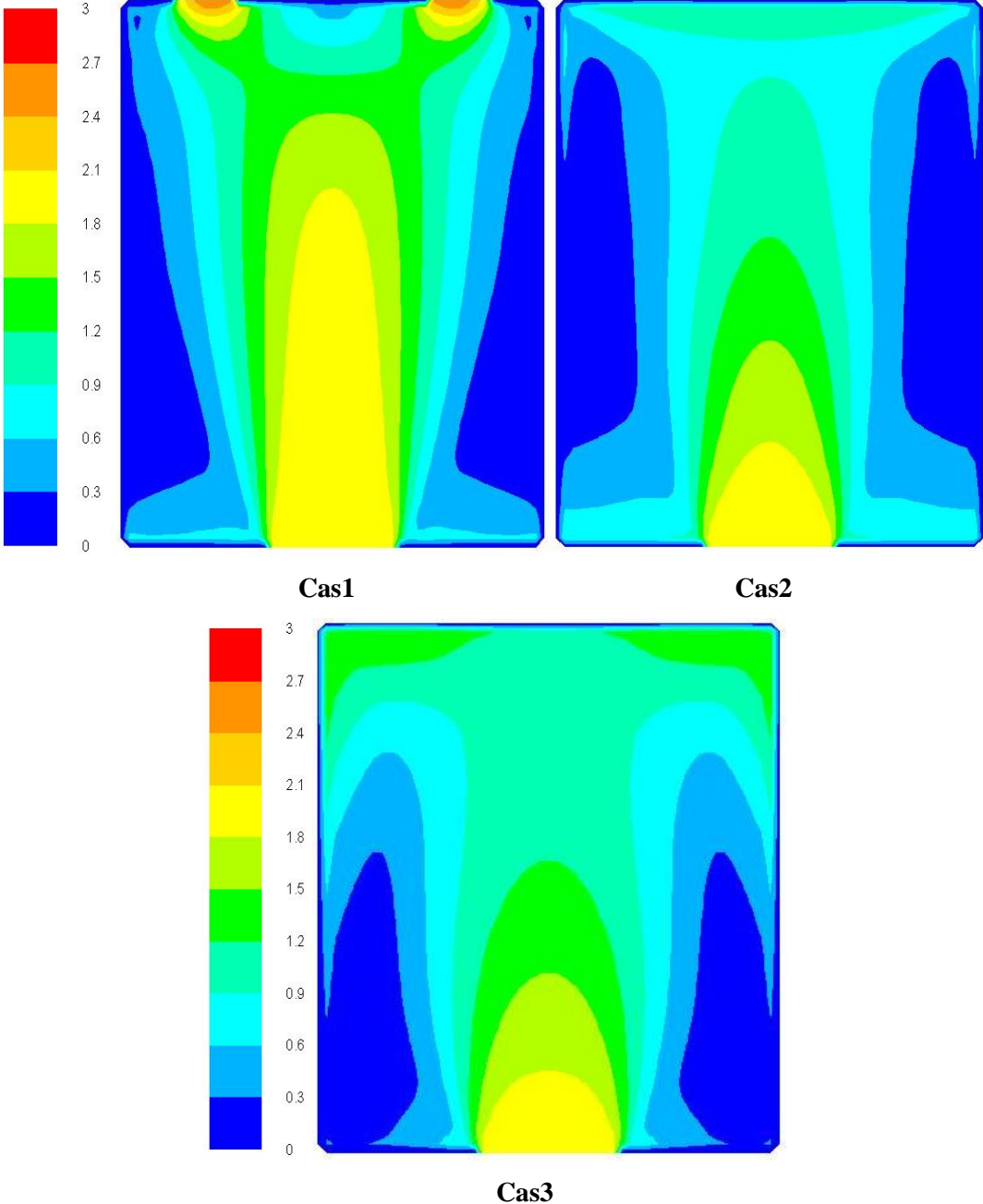
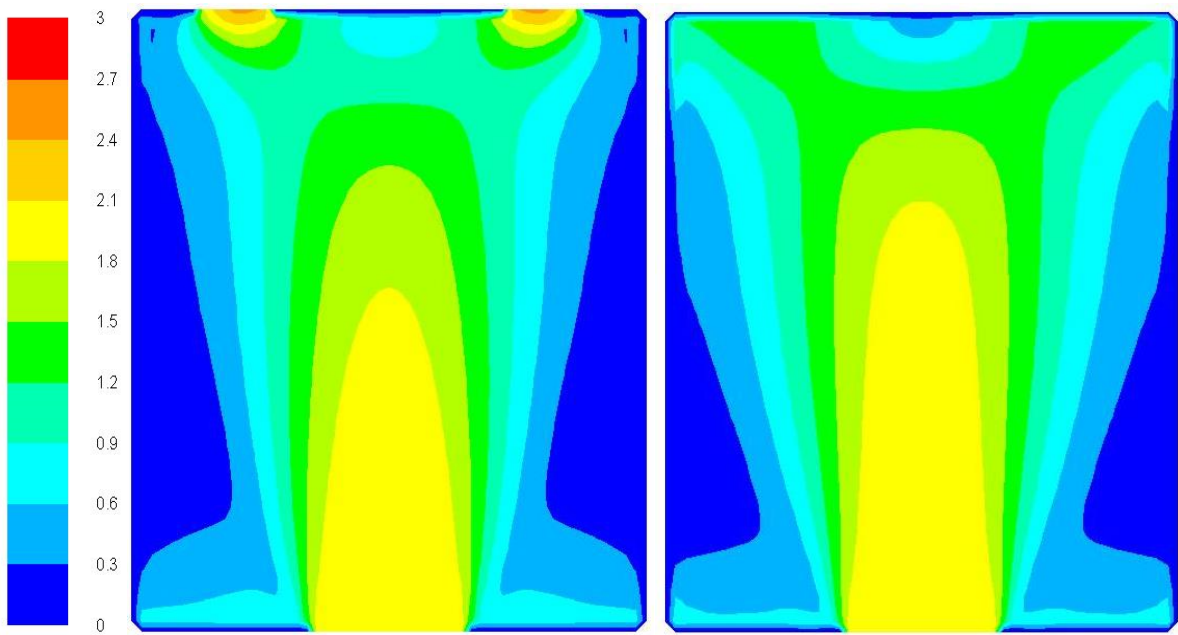
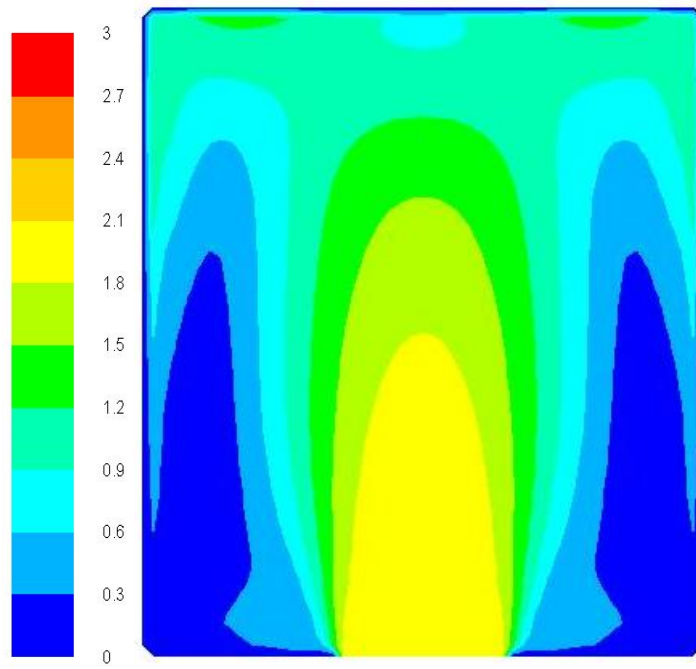


Figure IV.28 : Distribution de la vitesse sur le plan  $Z=0.5$



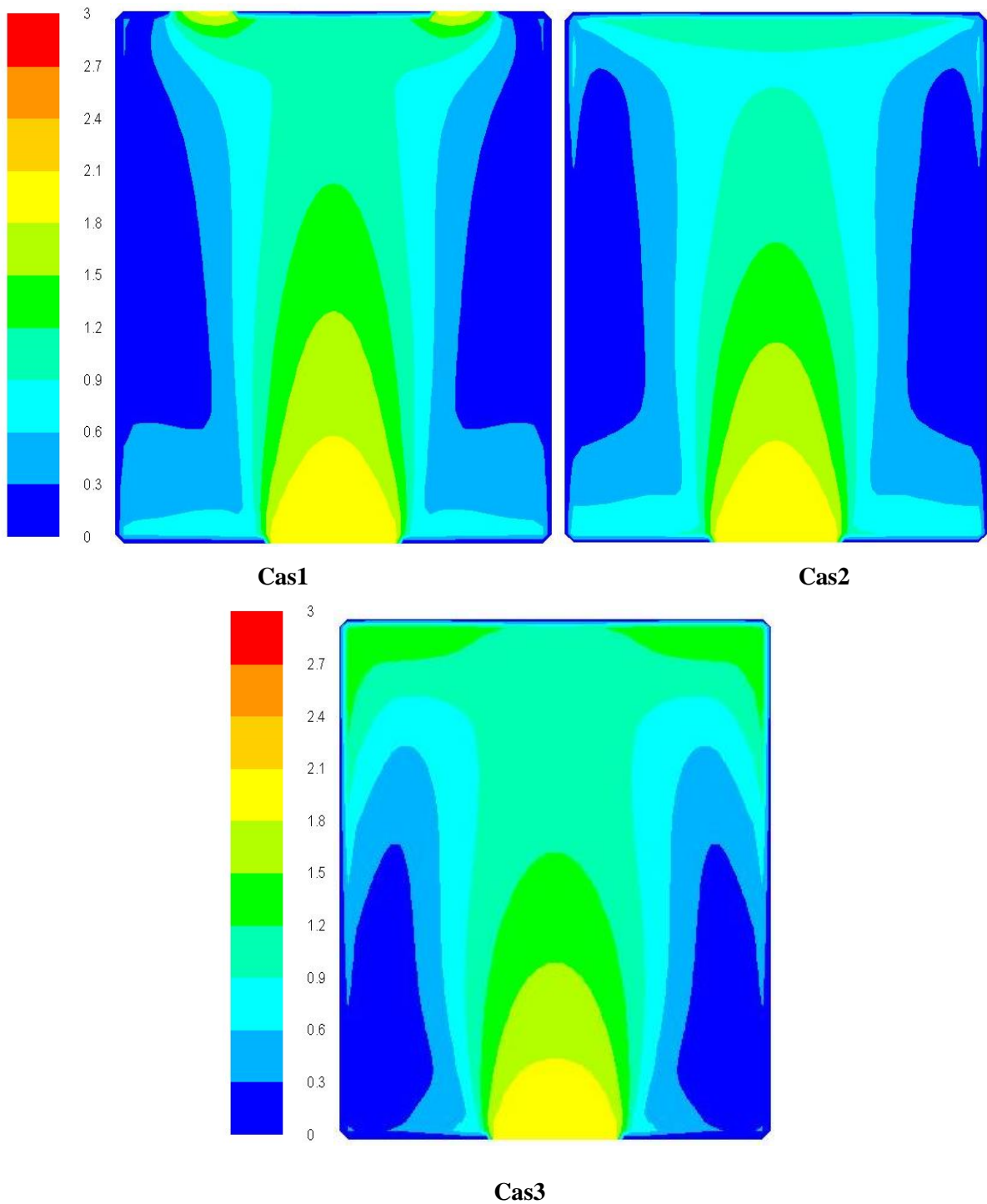
Cas1

Cas2



Cas3

Figure IV.29 : distribution de la vitesse sur le plan  $Z=1.5$



**Figure IV.30 : distribution de la Vitesse sur le plan Z=2**

Les figures IV (28 ; 29 ; 30) présentent les valeurs de la distribution de la vitesse de l'air à l'intérieur des trois locaux. Les profils de vitesse sont similaires pour les trois cas dont on peut distinguer entre trois zones principales, deux petites zones identiques d'une valeur allant de 0 m/s jusqu'à 0.9m/s et une troisième zone avec de vitesse un peu plus élevées allant de jusqu'à 1.80m/s, cette dernière zone fait la différence entre les trois géométries et donne un avantage au troisième local dont la troisième zone est plus large que pour les deux autres cas.

### IV. 4.3.3. Influence des ouvertures sur la structure de l'écoulement

Pour voir l'influence des ouvertures sur la structure de l'écoulement à l'intérieur des locaux, les vecteurs de vitesse sont tracés comme la montre les figures ci-dessous.

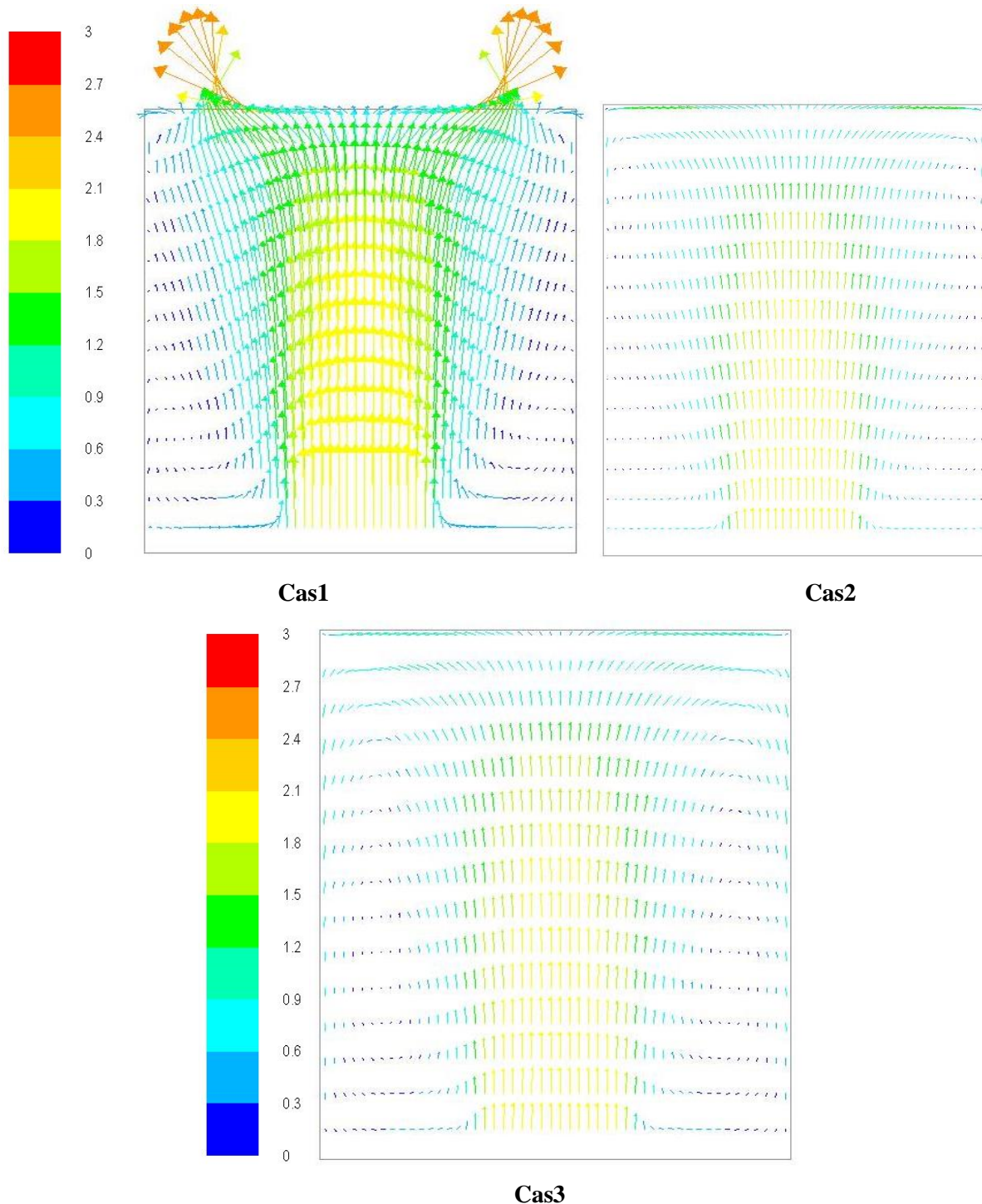
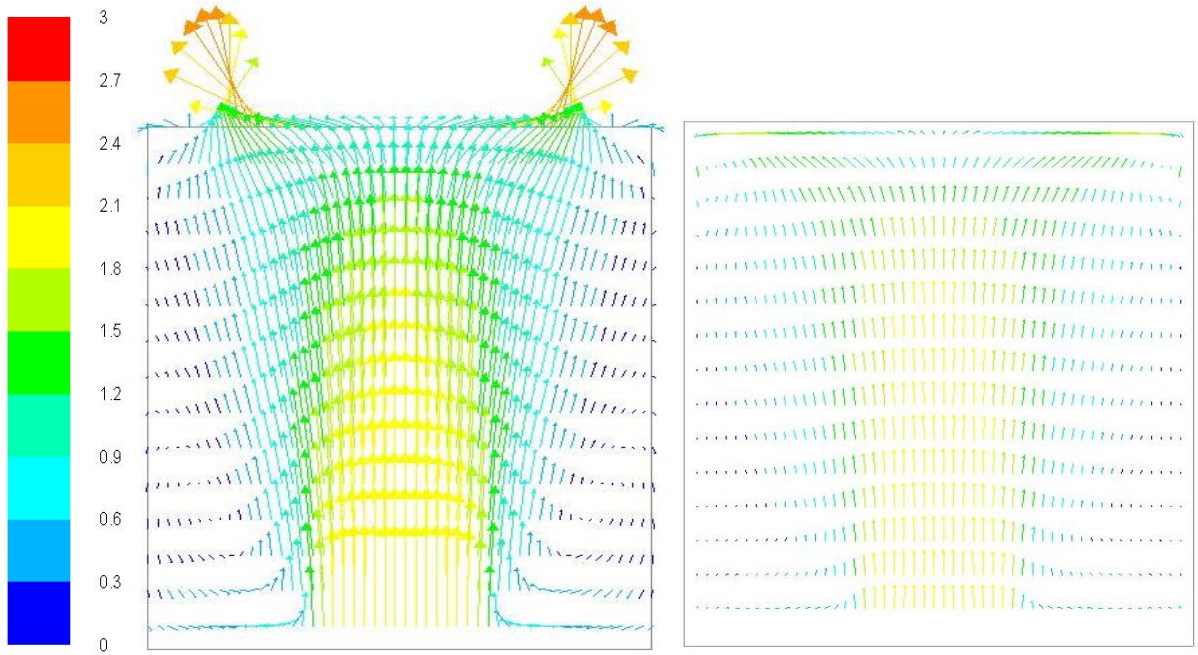
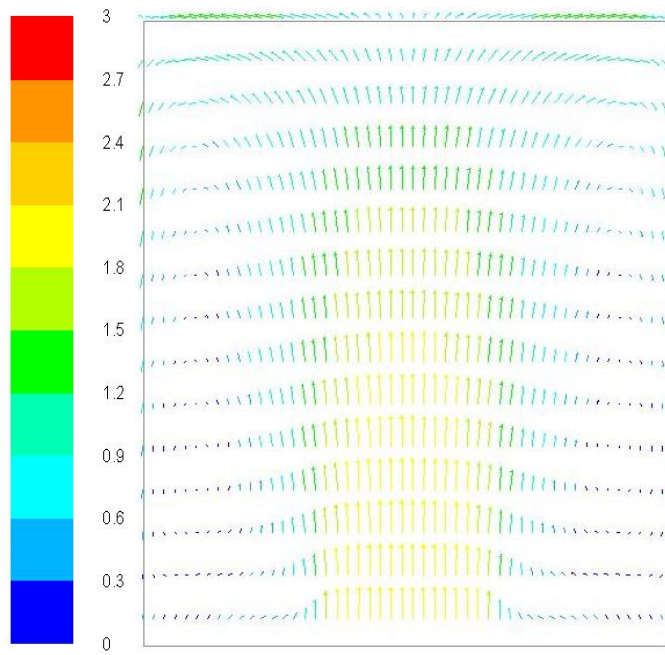


Figure IV.31 : vecteurs de vitesse sur le plan  $Z=0.5\text{m}$  : a) cas1 ; b) cas2 ; c) cas3



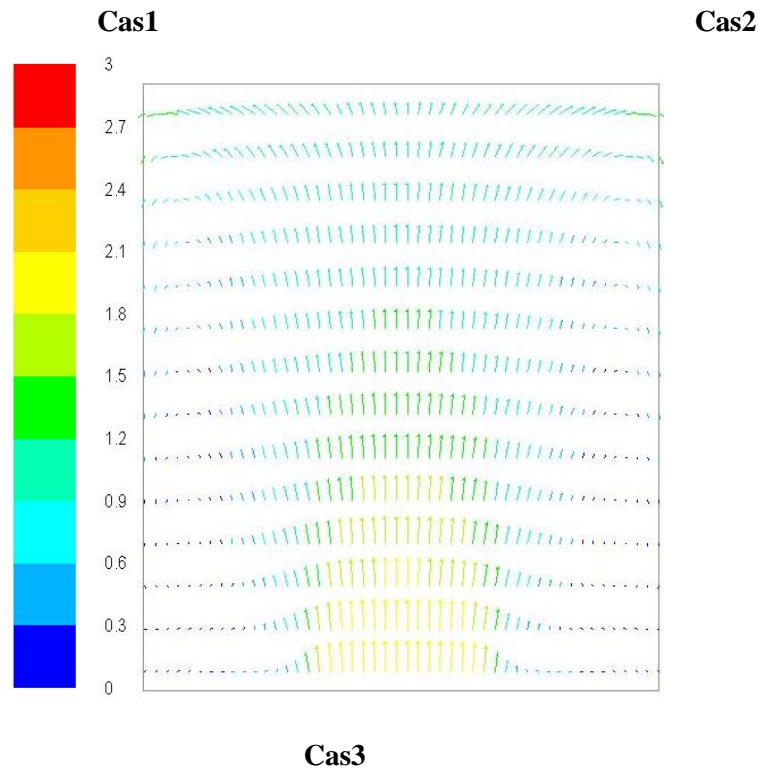
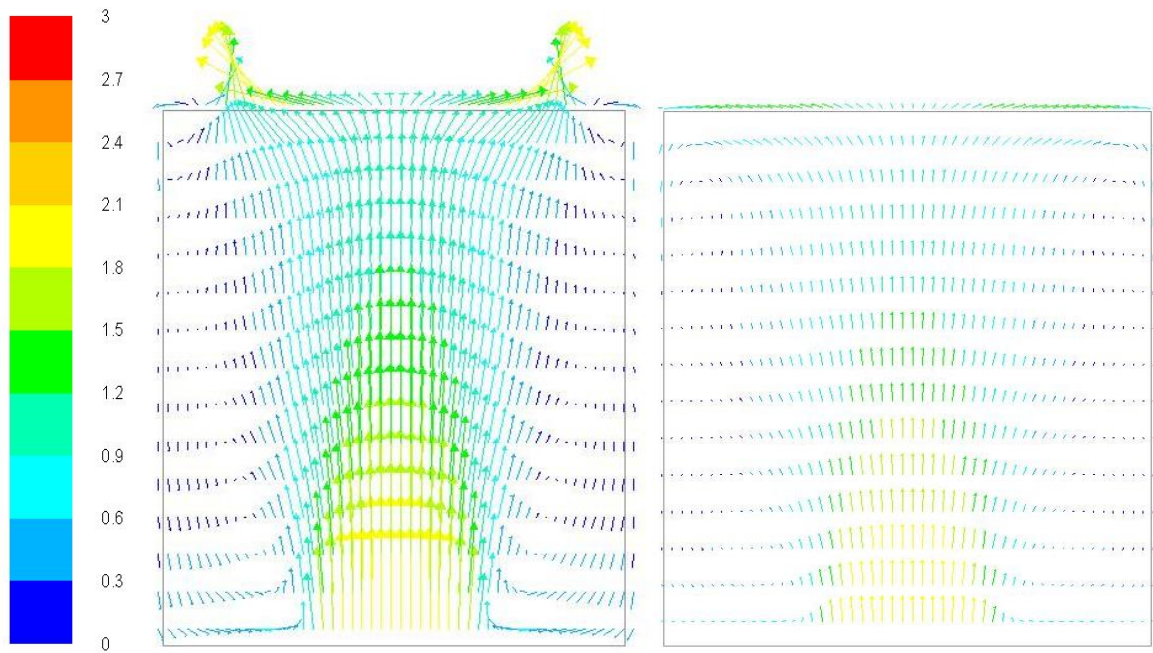
**Cas1**

**Cas2**



**Cas3**

**Figure IV.32 : vecteurs de vitesse sur le plan  $Z=1.5m$  : a) cas1 ; b) cas2 ; c) cas3**



**Figure IV.33 : vecteurs de vitesse sur le plan  $Z=2m$  : a) cas1 ; b) cas2 ; c) cas3**

On peut noter que les valeurs de la vitesse pour le cas1 sont plus grandes que pour les deux autres cas. La disposition du local pour le cas1 de deux grandes ouvertures assure un écoulement libre dont l'air ne se trouve pas en face d'un obstacle comme pour les deux autres cas dont la paroi munie des ouvertures de sortie joue le rôle d'un obstacle qui fait diminuer la vitesse de l'air.

#### **IV.5. Conclusion**

Lors cette partie de notre travail, nous avons étudié l'influence de la dimension et de la disposition des ouvertures de sortie sur le comportement aéraulique du local, trois géométries ont été choisies dont les trois disposent de la même ouverture pour la sortie de l'air mais avec des ouvertures pour l'extraction différentes.

Les résultats numériques ainsi obtenus donnent un avantage pour la géométrie qui dispose de deux grandes ouvertures pour la sortie de l'air, cette géométrie assure un meilleur écoulement de l'air à l'intérieur du local avec des valeurs de température plus basses que celles pour les deux autres géométries, aussi que des valeurs de vitesse un peu plus élevées. Ces deux paramètres peuvent jouer la différence lors la construction d'un local : en saison estival, assurer des températures plus basses que la température extérieure avec des vitesses de l'air à l'intérieur qui assurent une bonne sensation de confort est le premier objectif.

## Conclusion générale

Dans ce mémoire nous avons étudié numériquement le phénomène de la ventilation naturelle dans les locaux d'habitation aussi bien que l'écoulement en convection naturelle dans un canal vertical double peau asymétriquement chauffé.

Pour l'étude de la ventilation naturelle des locaux, nous avons effectué une simulation 3-D d'un local considéré entièrement vide en période d'inoccupation. L'objectif principale de cette étude été la prédiction de l'influence des ouvertures d'extraction de l'air sur le comportement aéraulique du local. Tout d'abord nous avons validé nos résultats numériques en les comparants par ceux de la littérature, cette comparaison nous a donné une bonne concordance entre les deux résultats. Par la suite, Une comparaison entre la ventilation naturelle monofaçade et la ventilation naturelle traversante a été faite, les résultats ainsi obtenus favorisent l'utilisation de la technique de la ventilation traversante.

Basé sur les résultats de la première étude (comparaissant entre monofacae et traversante), nous avons effectué une deuxième étude dont le but été d'étudié l'influence du nombre et du dimensionnement des ouvertures pour la sortie de l'air sur la distribution de la température et de la vitesse de l'air à l'intérieur du local. Les résultats ainsi obtenu nous ont montré qu'un local muni de deux ouvertures d'extraction assure des valeurs de température et de vitesse de l'air plus favorable au confort que le cas d'un local muni d'une seule ouverture pour l'extraction de l'air.

Pour finaliser cette partie de notre mémoire, nous avons réalisé une étude numérique sur l'influence de la disposition et de la dimension des ouvertures d'extraction sur le comportement aéraulique du local. Les résultats de cette étude favorisent le cas dont le local est muni de deux grandes ouvertures qui donne des valeurs pour la température et la vitesse de l'air plus intéressantes.

Une autre partie de notre travail consiste à l'étude de la convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé. C'est la première fois qu'une telle étude a été réalisée étudiant l'influence de l'angle d'inclinaison de la paroi non chauffée sur l'écoulement à l'intérieur du canal, cette inclinaison est généralement utilisée pour des raisons esthétiques. Nous avons tout d'abord validé notre modèle mathématique utilisé en comparant nos résultats pour les lignes de courant avec ceux de l'expérimental réalisé au sein du laboratoire GRESPI



à l'université de Reims Champagne Ardenne. Cette comparaison nous a montré une bonne concordance entre notre simulation et l'expérimental.

Lors cette étude, nous avons choisi d'incliner la paroi non chauffée de différents angles, à savoir :  $-2^\circ$ ,  $-6^\circ$ ,  $-10^\circ$ ,  $2^\circ$ ,  $6^\circ$  et  $10^\circ$ , dont le cas de référence choisi est celui d'un canal muni de deux parois parallèle. Les résultats de cette étude ont montré qu'un angle d'inclinaison de  $-10^\circ$  assure le meilleur rendement thermique pour un meilleur transfert de chaleur.

Les résultats concernant l'étude de la ventilation naturelle dans les locaux peuvent être récapitulés comme suit :

Lors la construction d'un local ou d'un bâtiment :

Il est préférable d'utiliser la technique de la ventilation naturelle traversante afin d'assurer un meilleur confort pour les occupants et d'éviter toute facteur dégradant le bâti.

Un local muni de plusieurs ouvertures de mêmes dimensions pour l'extraction de l'air peut faire une grande différence en ce qui concerne la sensation du confort par les occupants

Dans le cas où il n'est pas possible d'utiliser la ventilation traversante, l'utilisation de la ventilation monofaçade en utilisant une ouverture pour l'entrée de l'air et une pour l'extraction peut être une issue afin d'éviter la dégradation du bâtiment et la sensation d'inconfort et cela après une étude approfondie de la géométrie et de la position de ces ouvertures.

Les résultats de l'étude de la convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé peuvent être récapitulés comme suit :

Si pour des raisons esthétiques ou autre raison lors la construction architecturale, l'inclinaison d'une paroi est souhaitable, la meilleure inclinaison est celle avec un angle de ( $-10^\circ$  pour la paroi non chauffée) qui présente un meilleur rendement énergétique

En perspective, nous pouvons envisager de traiter les points suivants :

Faire d'autres études évaluant la distribution d'autres paramètres dans la ventilation naturelle des locaux d'habitation, comme par exemple la distribution des polluants et de l'humidité.

Réaliser une étude expérimentale sur la ventilation naturelle des locaux afin qu'on puisse réellement comprendre ce phénomène et même valider les modèles utilisés expérimentalement.

Faire des études sur la convection naturelle et de la ventilation naturelle en tenant compte du rayonnement par exemple.

## Références bibliographiques

- A. Abidi-Saad, G. Polidori, M. Kadja, F. Beaumont, C.V. Popa, A. Korichi, Experimental investigation of natural convection in a vertical rib-roughened channel with asymmetric heating, *Mech. Res. Commun.* 76 (2016) 1–10.
- A. Abidi-Saad, M. Kadja, C. Popa, G. Polidori, Effect of adiabatic square ribs on natural convection in an asymmetrically heated channel, *Heat. Mass Transf.* (2016), <http://dx.doi.org/10.1007/s00231-016-1853-y>.
- A. Andreozzi, B. Buonomo, O. Manca, ‘Thermal management of a symmetrical heated channel-chimney system’, *Int. J. Therm. Sci.* 48 (2009) 475–487.
- A. Andreozzi, B. Buonomo, O. Manca, Numerical investigation of transient natural convection in a vertical channel-chimney system symmetrically heated at uniform heat flux, *Int. J. Heat Mass Transf.* 55 (2012) 6077–6089.
- A. Andreozzi, B. Buonomo, O. Manca, Numerical study of natural convection in vertical channels with adiabatic extensions downstream, *Numer. Heat Transf. A47* (2005) 1–22.
- A. Andreozzi, B. Buonomo, O. Manca, Thermal and fluid dynamic behaviors in symmetrical heated channel-chimney systems, *Int. J. Num. Methods Heat Fluid Flow.* 20 (2010) 811–833.
- A. Andreozzi, O. Manca, Thermal and fluid dynamic behavior of symmetrically heated vertical channels with auxiliary plate, *Int. J. Heat. Fluid Flow* 22 (2001) 424–432.
- A. Andreozzi, O. Manca, V. Naso, Natural convection in vertical channels with an auxiliary plate, *Int. J. Numer. Methods Heat. Fluid Flow* 12 (6) (2002) 716–734.
- A. Auletta, O. Manca, B. Morrone, V. Naso, Heat transfer enhancement by chimney effect in a vertical isoflux channel, *Int. J. Heat Mass Transf.* 44 (2001) 4345–4357.
- A. Auletta, O. Manca, Heat and fluid flow resulting from the chimney effect in a symmetrically heated vertical channel with adiabatic extensions, *Int. J. Therm. Sci.* 41 (2002) 1101–1111.
- A. Auletta, O. Manca, M. Musto, S. Nardini, Thermal design of symmetrically and asymmetrically heated channel-chimney systems in natural convection, *Appl. Therm. Eng.* 23 (2003) 605–621.
- A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, Wiley-Interscience, 1984.

- A. Campo, O. Manca, B. Morrone, Numerical analysis of partially heated vertical parallel plates in natural convective cooling, *Numer. Heat. Transf. A36* (1999) 129–151.
- A. Dimoudi, A. Androutsopoulos, S. Lykoudis, Experimental work on a linked, dynamic and ventilated, wall component, *Energy Build.* 36 (2004) 443–453.
- A. Sharag-Eldin. Predicting natural ventilation in residential buildings in the context of urban environments. PhD thesis, 1998.
- A.J.Gadgil,C.Lobscheid,M.O.Abadie,E.U.Finlayson, Indoor pollutant mixing time in an isothermal closed room: an investigation using CFD , *Atmospheric Environment, Volume 37, Issues 39-40, December 2003, Pages 5577-5586.*
- A.K. da Silva, G. Lorenzini, A. Bejan, Distribution of heat sources in vertical open channels with natural convection, *Int. J. Heat. Mass Transf.* 48 (2005) 1462–1469.
- ASHRAE. ASHRAE Handbook, 1981 Fundamentals. Atlanta, GA: ASHRAE, 1981. Chapter 22, Ventilation and Infiltration, p. 22. 1-22.20.
- ASHRAE. ASHRAE Handbook, 1985 Fundamentals. Atlanta, GA: ASHRAE, 1985. Chapter 22, Natural ventilation and infiltration, p. 22. 1-22. 18.
- Baruch Givoni. Comfort, climate analysis and building design guidelines. *Energy and Buildings*, 18(1): 11–23, 1992.
- Berger X: Thermal analysis for summer comfort in buildings. Athen: CIENE, 1995. Chapter 6: Generalities on summer thermal comfort, p. 137-146.
- C. Garnier, Modélisation numérique des écoulements ouverts de convection naturelle au sein d'un canal vertical asymétriquement chauffé (PhD Thèse), Université de Pierre et Marie Curie, France, 2014.
- C. Hemmer, C.V. Popa, A. Sergent, G. Polidori, Heat and fluid flow in an uneven heated chimney, *Int. J. Therm. Sci.* 107 (2016) 220–229.
- C. Popa, D. Ospir, S. Fohanno, C. Chereches, Numerical simulation of dynamical aspects of natural convection flow in a double-skin façade, *Energy Build.* 50 (2012) 229–233.
- C. Sacré, J. Gandemer, and Guy Barnaud. Guide sur la climatisation naturelle de l'habitat en climat tropical humide. CSTB, 1997.

Ch. Heschl, W. Sanz, P. Klanatsky, and F. Madou, Comparison of different turbulence models to compute wall affected room airflows, CFD Forum 2005. Bad Nauheim, Deutschland.2005.

Charles Garnier: Modélisation numérique des écoulements ouverts de convection naturelle au sein d'un canal vertical asymétriquement chauffé ; 2014.

Christine E. Walker : Methodology for the Evaluation of Natural Ventilation in Buildings Using a Reduced-Scale Air Model, 2006.

Christophe DAVERAT : Etude expérimentale de la convection naturelle en canal vertical, thèse de doctorat, 2012.

Crommelin R. D., Vrins M. H. Ventilation through a single opening in a scale model. Air Infiltr. Rev., 1988, Vol. 9, p. 11-15.

D. Ospir, C. Popa, C. Chereches, G. Polidori, S. Fohanno, Flow visualization of natural convection in a vertical channel with asymmetric heating, Int. Commun. Heat Mass Transf. 39 (2012) 486–493.

D.D. Gray, A. Giorgini, The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases, Int. J. Heat. Mass Transf. 19 (1976) 545–551.

E. Gratia, I. Bruyère, and A. De Herde. How to use natural ventilation to cool narrow office buildings. Building and Environment, 39(10) :1157–1170, 2004.

Fanger P. O: Calculation of thermal comfort: Introduction of a basic comfort equation. ASHRAE Transactions, 1967, vol. 73, n°2,p. III-4.1.

Franger P. O. Calculation of thermal comfort: Introduction of a basic comfort equation. ASHRAE Transactions, 1967, vol. 73, n°2, p. III-4.1.

G. Desrayaud, E. Chénier, A. Joulin, A. Bastide, B. Brangeon, J.P. Caltagirone, Y. Cherif, R. Eymard, C. Garnier, S. Giroux-Julien, Y. Harnane, P. Joubert, N. Laaroussi, S. Lassue, P. Le Quéré, R. Li, D. Saury, A. Sergent, S. Xin, A. Zoubir, Benchmark solutions for natural convection flows in vertical channels submitted to different open boundary conditions, Int. J. Therm. Sci. 72 (2013) 18–33.

G. Gan, A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings, *Energy Build.* 27 (1998) 37–43.

G. Polidori, E.C. Mladin, T. de Lorenzo, Extension de la méthode de Kármán Pohlhausen aux régimes transitoires de convection libre pour  $Pr > 0.6$ . *C. R. Acad. Sci. Paris* (2000) 763–766.

G. Polidori, S. Fatnassi, R. Ben Maad, S. Fohanno, F. Beaumont, Early-stage dynamics in the onset of free-convective reversal flow in an open-ended channel asymmetrically heated, *Int. J. Therm. Sci.* 88 (2015) 40–46.

G.M. Stavrakakis, M.K. Koukou, M.Gr. Vrachopoulos, and N.C. Markatos. Natural cross-ventilation in buildings: Building-scale experiments, numerical simulation and thermal comfort evaluation. *Energy and Buildings*, 40(9):1666–1681, 2008.

Gadgil A. J. On convective heat transfer in building energy analysis. PhD. Thesis: University of California, Berkeley, 1980.

Gadhile A : Comportement aérodynamique des enveloppes de bâtiment : détermination numérique des pressions en façade. Modélisation de la perméabilité à l'air. 1990.

Gagge A. P. ; Fobelets A. P. et Burglund L. G. A standard predictive index of human response to the thermal environment. *ASHRAE Transactions*, 1986, vol. 92, n° 2B, p. 709-731.

Ghjuvan Antone Faggianelli: Rafrachissement par la ventilation naturelle traversante des bâtiments en climat méditerranéen ; 2014

Guangyu.Cao, indoor air flow prediction by means of computational fluid dynamics, rapport scientifique; laboratoire de "heating, ventilating and air condition"; HELSINKI university of technology, (27/03/2006).

H. Breesch. Natural night ventilation in office buildings. PhD thesis, 2006.

H. Manz, A. Schaelin, H. Simmler, Airflow patterns and thermal behavior of mechanically ventilated glass double facades, *Build. Environ.* 39 (2004) 1023–1033.

Haghighat F., RAO J., FAZIO P. The influence of turbulent wind on air change rates. A modelling approach. *Building and Environment*, 1991, Vol. 26, n°2, p. 95-109.

Han-Hsi Liang, Tzu-Ping Lin, and Ruey-Lung Hwang. Linking occupants' thermal perception and building thermal performance in naturally ventilated school buildings. *Applied Energy*, 94 :355–363, 2012.

Hyun, C. Kleinstreuer, Numerical simulation of mixed cv heat and masse transfer in a humain inhalation chamber, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 44, Issue 12, June 2001,Pages 2247-2260S.

IEA Annex 20. Air flow through large openings in buildings. IEA Annex 20, Subtask

J.R. Bodoia, J.F. Osterle, The development of free convection between heated vertical plates, *J. Heat. Transf.* 84 (1962) 40–44.

Jouvray, P.G. Tucker , Y. Liu, On nonlinear RANS models when predicting more complex geometry room air flows,University of Wales Swansea Singleton Park, Swansea SA2 8PP, UK. 18 May 2006.

K.T. Lee, Natural convection in vertical parallel plates with an unheated entry or unheated exit, *Numer. Heat. Transf.* A25 (1994) 477–493.

Khelifi Touhami Mohamed Salah : Simulation numérique de la convection naturelle dans un bac de stockage de GNL ; 2012

Kjeld Svidt, Bjarne Bjerg, Thomas Dorf Nielsen, Initial studies on Virtual Reality Visualisation of 3D airflow in ventilated livestock buildings, AVR II and CONVR2001,Conference at Chalmers, Gothenburg, Sweden, October 4 th-5th , 2001.

L. Susanti, H. Homma, H. Matsumoto, Y. Suzuki, M. Shimizu, A laboratory experiment on natural ventilation through a roof cavity for reduction of solar heat gain, *Energy Build.* (2008) 2196–2206.

L.F.A. Azevedo, E. Sparrow, Natural convection in open-ended inclined channels, *J. Heat. Transf.* 107 (1985) 893–901.

Louis Stephan. Modélisation de la Ventilation Naturelle pour l'Optimisation du Rafraichissement Passif des Bâtiments. Thèse de doctorat, 2010.

M Kolokotroni and A Aronis. Cooling-energy reduction in air-conditioned offices by using night ventilation. *Applied Energy*, 63(4) :241–253, 1999.

M. Fossa, C. Ménézo, E. Leonardi, Experimental natural convection on vertical surfaces for building integrated photovoltaic (BIPV) applications, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 32 (2008) 980–990.

M. J. Finnegan, C. A. C. Pickering, and P. S. Burge. The sick building syndrome: prevalence studies. *British medical journal (Clinical research.)*, 289(6458):1573, 1984.

M.A. Habib, S.A.M. Said, S.A. Ahmed, A. Asghar, Velocity characteristics of turbulent natural convection in symmetrically and asymmetrically heated vertical channels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 26 (2002) 77–87.

Marcello CACIOLO : Analyse expérimentale et simulation de la ventilation naturelle mono-facade pour le rafraîchissement des immeubles de bureaux ; 2010.

Michael D. Sohn, Michael G. Apte, Richard G. Sextro, Alvin C.K. Laib, Predicting size-resolved particle behavior in multizone buildings. *Atmospheric Environment* 41 (2007) 1473–1482, October 2006.

Michael D. Sohn, Michael G. Apte, Richard G. Sextro, Alvin C.K. Laib, Predicting size-resolved particle behavior in multizone buildings. *Atmospheric Environment* 41 (2007) 1473–1482, October 2006.

Modera M. P., Sherman M., Levin P. A. A detailed examination of the LBL model using the Mobile Infiltration Test Unit. Berkeley, CA, USA: Lawrence Berkeley Laboratory, 1983, 30 p. LBL-15636.

Monica Woloszyn : Modélisation Hygro-Thermo-Aéraulique des Bâtiments Multizones ; Proposition d'une Stratégie de Résolution du Système Couplé ; 1999.

Muriel REGARD : contribution à l'étude des mouvements d'air dans le bâtiment à l'aide d'un code de champ : Application à la ventilation naturelle d'un local par une ou deux grandes ouvertures ; 1996.

N. Safer, Modélisation des façades de type double-peau équipées de protections solaires : approches multi-échelles (Ph.D Thesis), Institut National des Sciences Appliquées, Lyon, 2006.



Nachida Kasbadji Merzouk : Evaluation du Gisement Energétique Eolien Contribution à la Determinaton du Profil Vertical de la Vitesse du Vent en Algérie ; 2006.

Nicolas Cordier: Développement et évaluation de stratégies de contrôle de ventilation appliquées aux locaux de grandes dimensions ; 2007.

Nielson P.V : Flow in air-conditioned rooms. Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Copenhagen; 1974.

O. Hiroyuki, S. Hayatoshi, S.W. Churchill, Natural convection in an inclined square channel, *Int. J. Heat. Mass Transf.* 17 (3) (1974) 401–406.

O. Manca, M. Musto, V. Naso, Experimental analysis of asymmetrical isoflux channel-chimney systems, *Int. J. Therm. Sci.* 42 (2003) 837–846.

O. Manca, M. Musto, V. Naso, Experimental investigation of natural convection in an asymmetrically heated vertical channel with an asymmetric chimney, *ASME J. Heat Transfer* 127 (2005), pp. 888–896.

P Blondeau, M Spérandio, and F Allard. Night ventilation for building cooling in summer. *Solar Energy*, 61(5) :327–335, 1997.

Pierre Hérant. Performances énergétiques et ventilation des bâtiments contexte et enjeux, 2004.

Riffat S. B. Algorithms for airflows through large internal and external openings. *Applied Energy*, 1991, Vol. 40, p. 171-188.

S. Taieb, A.H. Laatar, J. Balti, Natural convection in an asymmetrically heated vertical channel with an adiabatic auxiliary plate, *Int. J. Therm. Sci.* 74 (2013) 24–36.

S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere publication Co., NY, 1980.

Sherman M. Air infiltration in buildings (PH. D thesis). Berkeley, CA, USA: Lawrence Berkely Laboratory, 1980, 217 p. LBL-10712.

Swami M. V., Chandra S. Correlations for pressure distribution on buildings and calculation of natural ventilation airflow. *ASHRAE Transactions*, 1988, Vol. 94, part 1, p. 243-266.

T. Aihara, Augmentation of free convection heat transfer between vertical parallel plates by inserting an auxiliary plate, in: Proceedings of the 2<sup>nd</sup> European Thermal Sciences Conference, Rome, Italy, 1996.

Tareq Hussein, indoor and outdoor aerosol particle size characterization in helsinki division of atmospheric sciences, report series in aerosol science, n:o 74 (2005), Helsinki, Finland 2005.

Technical Report. Lausanne, Suisse: J. van der Mass, LESO\*PB, EPFL, 1992. 163 p

Tobias Schulze and Ursula Eicker. Controlled natural ventilation for energy efficient buildings. Energy and Buildings, 2012.

V Geros, M Santamouris, A Tsangrasoulis, and G Guarracino. Experimental Evaluation of night ventilation phenomena. Energy and Buildings, 29(2): 141–154, 1999.

W. Ding, Y. Hasemi, T. Yamada, Natural ventilation performance of a double-skin façade with a solar chimney, Energy Build. 37 (2005) 411–418.

W. Elenbaas, Heat dissipation of parallel plates by free convection, Physica 9 (1942) 1–28.

Warren P. R. The analysis of single-sided ventilation measurements. Air infiltration Review, 1986, Vol. 7, n°2, p. 3-5.

Warren P. R. Ventilation through openings on one wall only. In: Conf. Heat and Mass transfer, Energy Conservation in Heating Colling Ventilation buildings. Dubrovnik 1978. P. 189-206.

Z. Doulfoukar, A. Achiq, Convection laminaire forcée dans le sillage d'une plaque chaude placée dans un canal, C. R. Mec. (2005) 333.

Z. Nasri, A.H. Laatar, J. Balti, Natural convection enhancement in an asymmetrically Heated channel-chimney system, Int. J. Therm. Sci. 90 (2015) 122–134.

Z.D. Chen, P. Bandopadhyay, J. Halldorsson, C. Byrjalssen, P. Heiselberg, An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux, Build. Environ. 38 (2003) 893–906.

Zhaojun Wang, Lin Zhang, Jianing Zhao, and Yanan He. Thermal comfort for naturally ventilated residential buildings in harbin. Energy and Buildings, 42(12) :2406–2415, 2010.

Zhaojun Wang, Lin Zhang, Jianing Zhao, and Yanan He. Thermal comfort for naturally ventilated residential buildings in harbin. *Energy and Buildings*, 42(12) :2406–2415, 2010.