

Étude numérique de la ventilation traversante naturelle dans une cavité ouverte.

Application au rafraîchissement passif des locaux.

Boris BRANGEON^{1*}, Alain BASTIDE¹, Patrice JOUBERT², Michel PONS³

¹PIMENT, 117 Avenue du Général Ailleret 97430 Le Tampon, France.

²LEPTIAB, Avenue Michel Crépeau 17042 La Rochelle Cedex 1, France.

³LIMSI CNRS UPR3251, BP 133, 91403 Orsay Cedex, France.

* (auteur correspondant : boris.brangeon@univ-reunion.fr)

Résumé - Cet article présente une étude numérique bidimensionnelle sur les écoulements d'air naturel, à l'intérieur d'une géométrie ouverte. La géométrie est un bâtiment ($H = 2,50$ m, $L = 6,50$ m) avec deux ouvertures opposées et décentrées permettant de créer une circulation d'air traversante. Une différence de températures entre les murs et l'air extérieur est fixée, résultant en un nombre caractéristique de Rayleigh (Ra) qui varie entre $10^5 - 10^7$. Cet article se base sur une configuration qui sert de référence au benchmark « ADNBATI » [1]. Une discussion autour de la condition limite d'entrée de pression est étayée. Des valeurs pour le nombre de Nusselt et pour le débit en fonction du nombre de Rayleigh sont établies à partir des premiers résultats obtenus.

Nomenclature

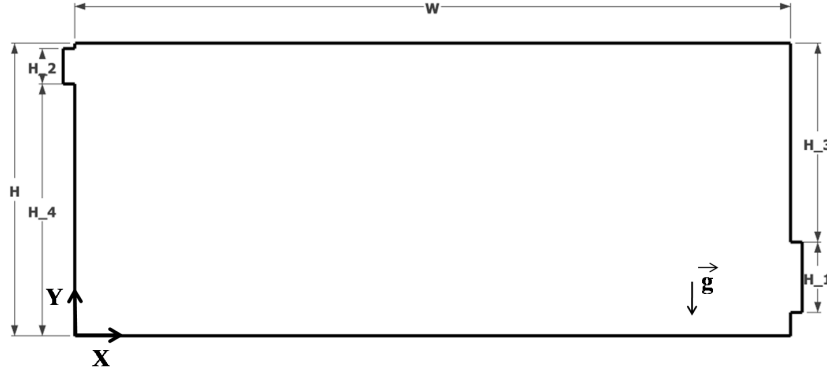
ΔT	différence de températures, [K]	U_{CN}	vitesse caractéristique de convection naturelle, $(\frac{\kappa Ra^{1/2}}{H})$, [m.s ⁻¹]
$c_{cell,Ra}$	centre de la cellule convective, [-]	x, y	coordonnées cartésiennes sans dimension, [-]
C_p	chaleur massique, [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Pr	nombre de Prandtl $(\frac{\nu}{\kappa})$, [-]
g	accélération gravitationnelle, [9.81 m.s ⁻²]	<i>Lettres grecques</i>	
G	débit sans dimension, [-]	θ	température sans dimension [-]
H	hauteur caractéristique, [m]	θ_m	température moyenne du fluide sortant sans dimension, $\theta_m = \frac{\int U \theta dy}{\int U dy}$ [-]
H_1, H_2	hauteur ouverture basse et haute, [m]	β	coefficient d'expansion thermique [K ⁻¹]
H_3, H_4	hauteur mur Est et Ouest, [m]	κ	diffusivité thermique, [m ² .s ⁻¹]
P	puissance de rafraîchissement, [W]	ν	viscosité cinématique, [m ² .s ⁻¹]
P_m	pression motrice sans dimension, [-]	ρ	masse volumique, [kg.m ⁻³]
Q_v	débit traversant, [m ³ .h ⁻¹]	τ	taux de renouvellement d'air, [vol.h ⁻¹]
Nu_i	nombre de Nusselt $(\frac{1}{H_i} \int \frac{\partial \theta}{\partial n} dn)$, [-]	<i>Indices</i>	
Ra	nombre de Rayleigh $(\frac{g \beta \Delta T H^3}{\nu \kappa})$, [-]	<i>ext</i>	extérieur
Re	nombre de Reynolds $(\frac{UH}{\nu})$, [-]	<i>p</i>	parois
t	temps sans dimension, [-]		
T	température, [K]		
u, v	vitesse horizontale et verticale sans dimension, [-]		

1. Introduction

Pour le refroidissement nocturne des pièces d'habitation, deux choix sont possibles : la ventilation mécanique et/ou la ventilation naturelle. Dans cet article, la ventilation traversante naturelle est mise en œuvre pour éliminer la chaleur excessive accumulée au cours de la journée. C'est un processus efficace de refroidissement passif des pièces pour les climats chauds et modérés. On propose d'étudier numériquement le comportement des flux d'air à l'intérieur d'une cavité ouverte représentative d'une pièce d'habitation.

La configuration considérée représente une chambre courante du bâtiment d'hébergement, en cours de réalisation au centre de l'IES-CNRS de Cargèse, pour lequel un objectif de rafraîchissement passif des bâtiments a été fixé et qui fait l'objet d'un exercice de comparaison (Amélioration de la Description Numérique du Bâtiment, ADNBATI [1]). Cette pièce de 6,50 m de long et de 2,50 m de haut est équipée de deux ouvertures opposées et décalées, permettant de

mettre en place une circulation d'air traversante. Le nombre de Rayleigh $Ra = (g\beta\Delta TH^3)/\nu\kappa$ étudié dans ce benchmark, construit sur la hauteur totale de la pièce $H = 2,50$ m, est limité aux valeurs de $1,43 \cdot 10^8$ et $7,15 \cdot 10^8$. Ce papier est la première étape d'un travail global (échanges thermiques parois-fluide, rayonnement, etc.) où seulement la convection naturelle est considérée pour une gamme de Ra correspond à l'intervalle entre 10^5 et 10^7 .



hauteur ouverture basse Est H_1 [m]	0,60
hauteur ouverture haute Ouest H_2 [m]	0,30
hauteur mur Est H_3 [m]	1,70
hauteur mur Ouest H_4 [m]	2,15

Figure 1 : Caractéristiques géométriques de la cavité ouverte

2. Formulation du problème physique et mise en équations

2.1. Équations de conservation

Les propriétés thermophysiques du fluide comme la viscosité cinématique ν et la diffusivité thermique κ sont considérées constantes exceptées les variations linéaires de la masse volumique ρ dans le terme de la poussée d'Archimède ($\rho(T) = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)]$) (hypothèse de Boussinesq). Les échanges radiatifs ne sont pas pris en compte vu les conditions aux limites thermiques considérées. Les équations qui régissent les écoulements d'air en convection naturelle avec les hypothèses précédentes s'expriment, en deux dimensions, de la manière suivante sous forme sans dimension :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial P_m}{\partial x} + \text{Pr} Ra^{-1/2} \nabla^2 u \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial P_m}{\partial y} + \text{Pr} Ra^{-1/2} \nabla^2 v + \text{Pr} \theta \quad (3)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = Ra^{-1/2} \nabla^2 \theta \quad (4)$$

Les équations sont rendues sans dimension par rapport à la vitesse caractéristique de convection naturelle : $U_{CN} = \kappa Ra^{1/2}/H$ [2], à la hauteur de la cavité H , au temps caractéristique H/U_{CN} et à la différence de températures ΔT entre les parois isothermes de la cavité et celle de l'air extérieur, qui est prise comme référence des températures. Le nombre de Prandtl, $\text{Pr} = \nu/\kappa$, est fixé à 0,71.

2.2. Conditions limites

- **parois** : la température est supposée constante et homogène, égale à $T_p > T_{ext}$ sur l'ensemble des parois de la cavité (soit $\theta = 1$), excepté pour les encadrements des ouvertures pour lesquelles une condition d'adiabaticité est appliquée (cf. figure 1), $\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$. La vitesse est nulle aux parois ainsi que la dérivée normale à la paroi de la pression : $\frac{\partial P_m}{\partial n} = 0$.

- **ouverture basse Est/ouverture haute Ouest** : les ouvertures sont équipées d'encadrements, de manière à prendre en compte l'épaisseur des murs de la pièce ADNBATI. Les conditions limites imposées à l'extrémité de ces encadrements ($X = -0,1$ m et $X = 6,6$ m) sont les suivantes : si $\mathbf{V} \cdot \mathbf{n} < 0$ alors : $\theta = 0$, sinon : $\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$.

Pour les géométries ouvertes en convection naturelle, le choix des conditions aux limites à appliquer à la vitesse et la pression est délicat. En effet, l'écoulement, de type thermosiphon, résulte de l'équilibre entre les forces dues à la poussée d'Archimède et les pertes de charge totales de l'écoulement entre l'ouverture basse à l'Est et ouverture haute à l'Ouest de la cavité. Aucun choix n'apparaît cependant trivial pour imposer des conditions de vitesse ou de pression à l'ouverture basse de la cavité. On utilise ici, un jeu de conditions aux limites originales aux ouvertures. On admet qu'à l'ouverture basse du domaine les hypothèses suivantes sont respectées : l'écoulement est incompressible et permanent, que les termes visqueux sont négligeables et le rotationnel de la vitesse est nul. On peut donc relier le débit traversant à la différence de pression entre l'ouverture basse à l'Est (H_1) et l'ouverture haute à l'Ouest (H_2) par la relation :

$$\int_{H_2} (p + \rho g z) \cdot dA - \int_{H_1} (p + \rho g z) \cdot dA = \int_{H_1} \frac{1}{2} \rho |v|^2 \cdot dA \quad (5)$$

Cette condition à la limite est identique à celle proposée lors d'un benchmark dans le cadre du réseau AMETH [3], constitué d'un canal vertical chauffé de manière asymétrique, traité expérimentalement par Webb et Hill [4]. La comparaison des simulations numériques entre différentes équipes de recherche françaises, présentée à l'occasion d'un atelier lors du congrès SFT 2010, et nos propres travaux s'est révélée concluante pour un Ra égal à 5.10^5 .

Le benchmark ADNBATI [1] questionne également cette problématique dans le domaine du bâtiment et fait l'objet actuellement d'une confrontation entre codes numériques de recherche et codes commerciaux.

Dans notre cas d'étude, le jeu de conditions aux limites suivant est donc imposé :

- ouverture basse à l'Est : si $\mathbf{V} \cdot \mathbf{n} < 0$ alors $P_m = -\frac{1}{2S_e^2} G^2$ où \mathbf{n} est le vecteur normal extérieur à la frontière, G le débit entrant et S_e la surface totale de l'ouverture basse à l'Est.
- ouverture haute à l'Ouest, on impose une condition de jet libre : $P_m = 0$.

Lors de la phase de démarrage de l'écoulement à partir d'un état initial de repos, il peut s'avérer que le fluide ait tendance à ressortir de la section de l'ouverture basse à l'Est. Dans ce cas, la condition à limite précédente perd de son sens physique. On utilise alors une condition classique de pression totale exprimée localement : si $\mathbf{V} \cdot \mathbf{n} > 0$ alors $P_m = -\frac{1}{2}|V|^2$ sinon $P_m = 0$.

3. Approche numérique : discrétisation spatiale et temporelle

Le code numérique a été développé à l'aide de l'environnement OpenFOAM[®] [5].

Le schéma d'intégration temporelle mis en œuvre est un schéma d'Euler retardé du second ordre. Le terme d'advection est discrétisé par une extrapolation d'Adams-Bashforth du second ordre en temps. Les termes de diffusion sont traités implicitement. Résoudre l'équation de l'énergie et de la quantité de mouvement à t^{n+1} conduit à résoudre un problème de Stokes généralisé, $u_i^{n+1} = H(u_i^n)$. Finalement, le schéma numérique général est le suivant :

$$\frac{3f^{n+1} - 4f^n + f^{n-1}}{2\Delta t} + 2 \left. \frac{\partial f u_j}{\partial x_j} \right|^n - \left. \frac{\partial f u_j}{\partial x_j} \right|^{n-1} = \left. \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\partial f}{\partial x_j} \right|^{n+1} \quad (6)$$

Concernant la discrétisation spatiale, les équations sont discrétisées en espace par une méthode de volumes finis colocalisée. Le maillage est non uniforme avec une progression géométrique de la taille des mailles. Le raffinement du maillage dépend du Ra et le nombre de nœuds

équivalent pour les trois cas de Ra étudié à : 800×452 , 1024×562 et 1024×825 . Le nombre de Reynolds local obtenu dans ces conditions est inférieur à 20 et la distance à la paroi du premier point de la grille en unités (y^+) est inférieur à 1. Ces grandeurs sont calculées à titre informatif pour nous renseigner sur la qualité du maillage et fera l'objet d'une étude plus fine pour des régimes d'écoulement plus sévères qui nous amèneront à utiliser des modèles de turbulence. Le pas de temps sans dimension varie de $1,25 \cdot 10^{-4}$ ($Ra = 10^5$) à $0,85 \cdot 10^{-4}$ ($Ra = 10^7$).

4. Résultats et discussions

Dans cette étude, nous avons estimé le temps de mise en régime à au moins 50 unités de temps sans dimension à partir d'un état initial de repos, ou en partant d'une solution à plus bas nombre de Rayleigh. On constate que l'écoulement est laminaire stationnaire pour $Ra = 10^5$ et qu'il devient instationnaire pour $Ra = 10^6$ et $Ra = 10^7$. Une fois le régime établi observé, un calcul statistique est effectué sur au minimum 60 unités de temps sans dimension, afin d'obtenir les valeurs statistiques de (u , v et θ).

La figure 2 représente les champs d'isothermes et d'isovaleurs de la fonction de courant pour trois nombres de Rayleigh $Ra = 10^5$, 10^6 et 10^7 . Dans les trois cas, l'écoulement qui va de l'ouverture basse à l'Est à l'ouverture haute à l'Ouest se sépare en deux courants principaux. Un premier courant, jet principal froid, rampe le long du plancher jusqu'au mur Ouest le long duquel il finit par monter. Le second courant, plus modéré, est réchauffé par la paroi Est et monte le long de celle-ci pour rejoindre l'ouverture haute à l'Ouest en restant collé au plafond. Entre ces deux courants prennent place, non pas un courant lentement ascendant mais, principalement, deux cellules contra-rotatives qui vont en s'allongeant horizontalement lorsque le Ra augmente. La première est localisée au dessus du jet, dans la partie centrale de la cavité ($c_{1,10^5}(x = 1,11; y = 0,47)$, $c_{1,10^6}(x = 0,70; y = 0,36)$, $c_{1,10^7}(x = 0,52; y = 0,40)$). La deuxième se situe entre la première cellule et la paroi chauffée du plafond ($c_{2,10^6}(x = 0,46; y = 0,70)$, $c_{2,10^7}(x = 0,71; y = 0,70)$). Celle-ci devient de plus en plus intense. Une troisième cellule est placée le long de la paroi Est mais elle disparaît au fur et à mesure que Ra augmente.

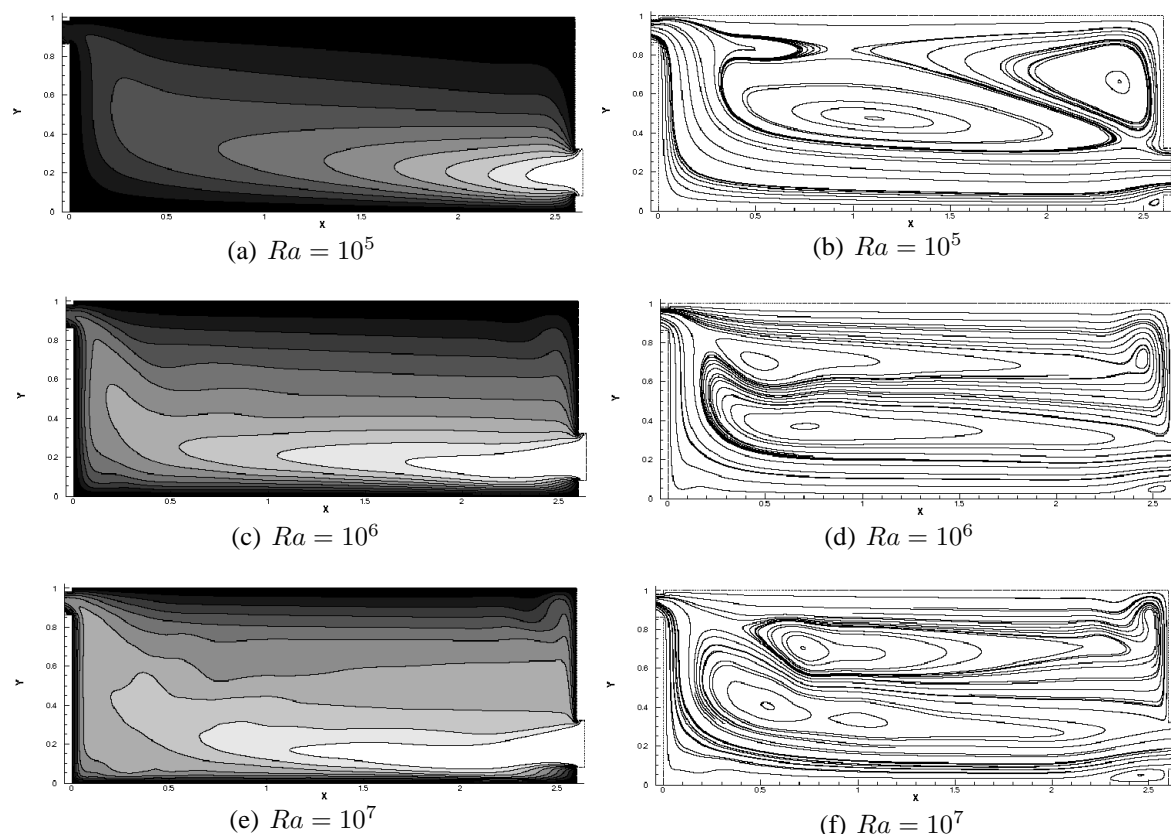


Figure 2 : Isothermes (à gauche) et isovaleurs de la fonction de courant (à droite) pour $Ra = 10^5$, 10^6 et 10^7 . Champs moyens.

Par ailleurs, on voit apparaître une pénétration d'air frais de plus en plus prononcée dans la pièce avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, c'est à dire lorsque la convection devient de plus en plus importante par rapport à la diffusion. L'épaisseur des couches limites thermiques diminue et le coeur de la cavité se refroidit.

4.1. Ouvertures

La figure 3 montre l'évolution des composantes $\langle u \rangle$ et $\langle v \rangle$ du vecteur vitesse à l'ouverture basse à l'Est (figures 3(a) et 3(b)) et l'ouverture haute à l'Ouest (cf. figures 3(c) et 3(d)) du domaine. Le rapport d'ouverture H_2/H_1 est égal à 0,5. L'allure générale des profils de vitesse à l'ouverture basse à l'Est tend à se déformer et à s'écraser quand la différence de températures entre l'air entrant et les parois augmente (cf. figure 3(a)). Ceci peut s'expliquer par l'apparition d'un écoulement vertical du fluide typique d'un écoulement de Rayleigh-Bénard en partie basse de la pièce. Cet écoulement vertical a tendance à se mettre en opposition avec celui du jet entrant. A l'ouverture haute Ouest, on constate que le fluide est ré-entrant dans le domaine sur une hauteur pouvant atteindre un quart de la section de sortie à $Ra = 10^6 - 10^7$ (cf. figure 3(c)), mais que pour des nombres de Rayleigh inférieurs, ce n'est plus le cas.

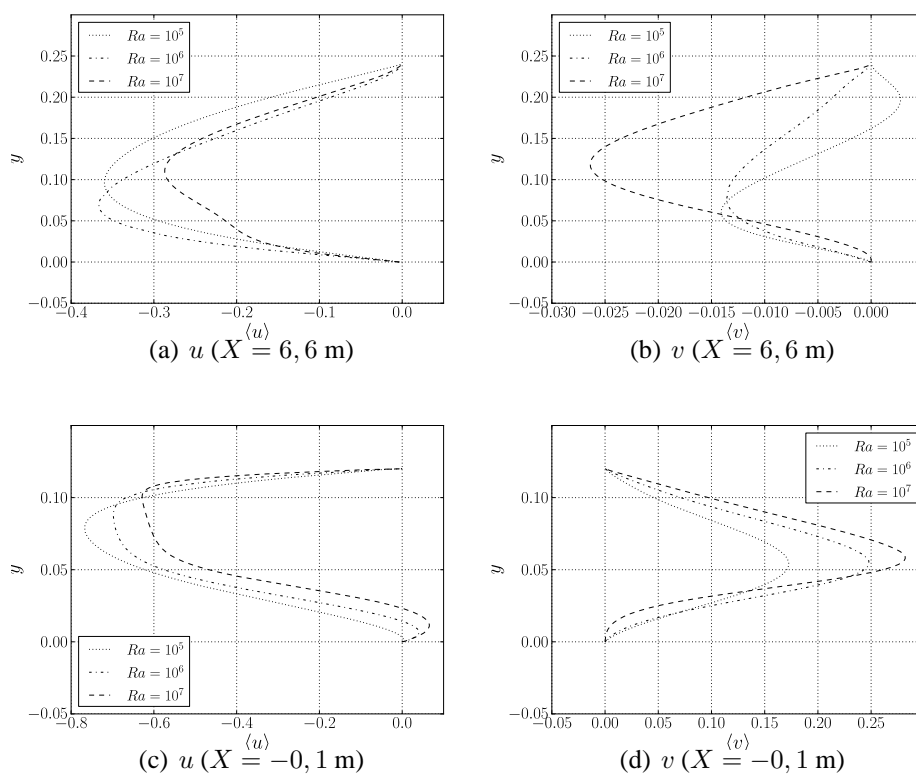


Figure 3 : Profils de vitesse horizontale et verticale. Entrée : (3(a) et 3(b)). Sortie : (3(c) et 3(d)).

4.2. Echanges aux parois et débit traversant

Les valeurs moyennes des nombres de Nusselt Nu_i obtenues le long des parois chaudes verticales et horizontales ($Nu_i = \frac{1}{H_i} \int \frac{\partial \theta}{\partial n} dn$) sont reportées dans le tableau 1(a) (Nu_F pour le plancher, Nu_R pour le plafond, Nu_O pour la paroi Ouest et Nu_E pour la paroi Est). Les résultats indiquent que la paroi échangeant le moins de chaleur est le plafond, ce qui n'est pas surprenant puisque la configuration est convectivement stable dans cette région (cf. figure 2). On remarque que pour $Ra = 10^5$, l'échange convectif sur la paroi montante Ouest est bien plus faible que celui le long de la paroi Est, alors que les échanges sont équilibrés pour les valeurs supérieures de Ra . Ceci s'explique par le fait que pour cette valeur, le jet horizontal est beaucoup plus faible et ne conserve pas une dynamique suffisante pour transporter du fluide froid jusqu'à la paroi Ouest. La température moyenne du fluide sortant à l'ouverture haute θ_m

(cf. tableau 1), nous renseigne sur la la puissance totale de rafraîchissement par la ventilation traversante $P = Q_m C_p \theta_m \Delta T$.

$Ra \#$	10^5	10^6	10^7
Nu_F	3.60	8.01	17.95
Nu_R	0.80	1.49	2.97
Nu_O	1.58	7.21	17.41
Nu_E	3.41	7.49	17.60

(a)

$Ra \#$	10^5	10^6	10^7
$G [-]$	0.0230	0.0209	0.0180
$U_{CN} [m.s^{-1}]$	0.0027	0.0087	0.0274
$Q_v [m^3.h^{-1}]$	1.47	4.230	11.43
$\tau [vol.h^{-1}]$	0.01	0.26	0.71
$\theta_m [-]$	0.85	0.70	0.55
$P [W]$	2.96e-5	6.85e-4	1.55e-2

(b)

Tableau 1 : Valeurs des nombres de Nusselt (a) et grandeurs caractéristiques (b) en fonction du nombre de Rayleigh.

De manière quantitative (cf. tableau 1(b)), on observe que le débit traversant Q_v et la puissance évacuée restent peu importants. Il sera intéressant de voir si des renouvellements d'air efficaces ($\simeq 4 \text{ vol.h}^{-1}$) pour le rafraîchissement nocturne peuvent être obtenus pour des valeurs du nombre de Rayleigh plus importants.

5. Conclusion

Nous avons mis en œuvre un code numérique pour l'étude de la ventilation traversante naturelle dans une cavité ouverte. Nous avons choisi un modèle de pièce qui sera la base pour d'autres études afin d'enrichir nos connaissances dans le rafraîchissement passif des locaux. La validation du choix de la condition limite sur la pression en entrée a été réalisé sur la base d'une comparaison avec les données numériques du benchmark AMETH pour $Ra = 5.10^5$ [3]. Les premiers résultats que nous présentons ici dans la configuration du benchmark ADNBATI [1] seront confrontés dans un avenir proche aux résultats d'autres équipes notamment pour les valeurs des nombres de Nusselt et de débit obtenus. Les perspectives futures seraient, par exemple, d'établir l'évolution du nombre de Nusselt global le long de chaque paroi en fonction du nombre de Rayleigh Ra ($Nu = \alpha Ra^\gamma$). Pour pouvoir atteindre par la suite des conditions représentatives de conditions réelles, $Ra = 10^8 - 10^{10}$, il sera indispensable de faire appel à des modèles de turbulence afin d'obtenir des temps de calcul compatibles avec des études paramétriques. Une approche numérique des écoulements par la simulation des grandes échelles sera utilisée pour des nombres de Rayleigh plus importants rencontrés dans le domaine du bâtiment.

Références

- [1] L. Stephan, E. Wurtz, A. Bastide, B. Brangeon, A. Jay, C. Goffaux et M. Pons. Benchmark de ventilation naturelle traversante (ADNBATI). Actes Int. Building Performance Simulation Association (IBPSA-France) Conf., 9-10 Novembre 2010, Moret-sur-Loing, France, Ed. J. J. Roux & G. Krauss, Article 'PONS r98.doc', <http://adnbati.limsi.fr>, 2010.
- [2] A. Bejan. *Convection heat transfer*. John Wiley and Sons, 1984.
- [3] G. Desrayaud, R. Bennacer, J.P. Caltagirone, E. Chenier, A. Joulin, N. Laaroussi et K. Mojtabi. Etude numérique comparative des écoulements thermoconvectifs dans un canal vertical chauffé asymétriquement. In *VIIIème Colloque Interuniv. Franco-Québécois*, page 6, Mai 2007.
- [4] B.W Webb et D.P Hill. High Rayleigh number laminar natural convection in an asymmetrically heated vertical channel. *Journal Heat Transfer*, (111) :649–656, 1989.
- [5] OpenFOAM 1.7, <http://www.openfoam.com>, 2010.

Remerciements

Ces travaux ont été en partie financés par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR) au travers du programme Habitat intelligent et solaire photovoltaïque (projet 4C n°ANR-08-HABISOL-019), et du Projet Exploratoire « ADNBATI », financé par le programme Energie du CNRS (PE09-3-2-1-1).