

# Simulation numérique du transport d'un aéro-contaminant dans une cavité ventilée

Lounes Koufi<sup>1,2,3</sup>, Yassine Cherif<sup>1,3\*</sup>, Zohir Younsi<sup>2,3</sup> et Hassane Naji<sup>1,3</sup>

1 Univ. Artois, EA 4515, Laboratoire de Génie Civil et géo-Environnement (LGCgE), F-62400 Béthune, France

2 FULM, F-59000 Lille, France

3 Univ. Lille, F-59000 Lille, France

\* (auteur correspondant : [yassine.cherif@univ-artois.fr](mailto:yassine.cherif@univ-artois.fr))

**Résumé** – Ce travail concerne la prédiction numérique de l'évolution spatio-temporelle de la concentration en contaminant dans une cavité ventilée. Dans cette optique, nous avons considéré une cavité ventilée en régime laminaire remplie d'un mélange Air-CO<sub>2</sub>. Le nombre de Reynolds considéré ici est faible à modéré ( $100 \leq Re \leq 800$ ) avec un nombre de Rayleigh de  $10^3$ ,  $10^4$  et  $10^5$ . L'étude entreprise porte sur quatre configurations en vue d'analyser l'efficacité de la ventilation et la qualité de l'air intérieur. Les résultats obtenus indiquent que les nombres de Rayleigh et de Reynolds jouent un rôle important sur la distribution des champs dynamique, thermique et massique.

## Nomenclature

$C$	concentration de contaminant, ppm
$E$	épaisseur de la paroi, m
$g$	accélération de la gravité, m.s <sup>-2</sup>
$H$	hauteur de la cavité, m
$L$	largeur de la cavité, m
$P$	pression, Pa
$\dot{q}$	flux de chaleur, W/m <sup>2</sup>
$Ra_T$	nombre de Rayleigh
$Re$	nombre de Reynolds
$T$	température, K
$u$	vitesse horizontale, m.s <sup>-1</sup>

## Symboles grecs

$\alpha$	diffusivité thermique, m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>
$\beta$	coefficient d'expansion thermique, T <sup>-1</sup>
$\lambda$	conductivité thermique, W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$\mu$	viscosité dynamique, kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>
$\rho$	masse volumique, kg.m <sup>-3</sup>

## Indices et exposants

<i>atm</i>	relatif à la pression atmosphérique
<i>conv</i>	relatif au flux convectif
<i>cond</i>	relatif au flux conductif
<i>e</i>	relatif à l'entrée de la cavité
<i>int</i>	relatif à l'intérieur de la cavité
<i>m</i>	relatif au moyen
<i>s</i>	relatif à la sortie de la cavité

## 1. Introduction

La prédiction numérique de la contamination dans un local ventilé demeure encore difficile à appréhender. Durant ces dernières décennies, la recherche s'est intéressée à l'étude de l'équilibre entre les dépenses énergétiques et le confort des usagers [1,2]. Pour arriver à cet équilibre, des études ont été mises en œuvre pour comprendre le mécanisme de l'infiltration d'air dans les bâtiments, visant à commander et à réduire parfois la ventilation occasionnelle en vue d'une économie d'énergie. La ventilation peut être fondamentalement définie comme étant le résultat des infiltrations d'air aux pièces d'un bâtiment. Son but est de fournir un approvisionnement d'air neuf aux espaces confinés et diluer les concentrations de différents polluants intérieurs. Par conséquent, la connaissance des champs dynamique, thermique et massique est essentielle pour une meilleure conception des systèmes de ventilation. Dans le cadre des simulations numériques, les bâtiments sont souvent modélisés comme des cavités fermées ou non où le mouvement du fluide peut être induit à la fois par des gradients de température et de concentration de contaminants. Lorsque le mouvement est induit par

l'action conjointe de gradients thermiques et massiques, il y a coexistence de forces dites de flottabilité agissant en parallèle. Dans le cadre des bâtiments, les êtres humains constituent la source la plus importante en produisant du CO<sub>2</sub> à l'intérieur. Par conséquent, les mélanges air-CO<sub>2</sub> sont des ingrédients fort intéressants lors de la mise en œuvre des prédictions des problèmes de transfert thermique et de qualité d'air [2]. D'autre part, les écoulements qui règnent à l'intérieur étant souvent turbulents, il importe de procéder à un traitement statistique en s'appuyant sur des modèles de turbulence de type k-ε ou de grandes échelles (LES).

Les études récentes se sont concentrées sur les faibles émissions de CO<sub>2</sub> par un choix optimal des bâches de murs et à partir de nouvelles technologies dans la construction [3,4]. Raji et Hasnaoui [5,6] ont effectué une étude sur le transfert thermique en convection mixte en régime laminaire dans une cavité ventilée, sous un flux de chaleur

constant imposé à la paroi. Les paramètres d'analyse concernent un nombre de Rayleigh de  $10^3 < Ra_T < 10^6$  et pour un nombre de Reynolds  $5 < Re < 5000$ . Deux configurations ont été considérées : (1) avec une entrée d'air localisée sur le côté inférieur du mur vertical de gauche et la sortie d'air est localisée du côté supérieur du mur vertical droit, pour la configuration (2), toutes les deux, entrée et sortie sont localisées sur le côté inférieur des murs verticaux. Les auteurs ont montré que la configuration (1) n'était pas appropriée pour éliminer la chaleur. Par ailleurs, ils ont mis en évidence l'augmentation de la température moyenne de la cavité induisant des valeurs très élevées par rapport au cas de la configuration (2). Singh et Sharif [7] ont effectué une étude numérique dans une cavité rectangulaire différentiellement chauffée. Ils se sont intéressés aux effets de la convection thermosolutale pour le rafraîchissement de l'ambiance intérieure. Le but est d'identifier la meilleure configuration pour les entrées et les sorties d'air et améliorer la position et l'efficacité du rafraîchissement. L'étude a été entreprise pour un Reynolds allant de 50 à 5000 et un nombre de Richardson de 0, 0.1, 1 et 10. Les auteurs ont conclu que la cavité doit être alimentée avec un air frais du côté inférieur et ayant une sortie placée du côté supérieur du mur chaud avec une température élevée. Nielsen et al. [8,9], ainsi que Nielsen [10-12] ont été les pionniers en employant des méthodes de calcul (CFD) pour effectuer des simulations sur des cavités représentant des pièces de logements. La majeure partie de leurs travaux s'est focalisée sur : 1) la caractérisation du champ aérodynamique dans les cavités, 2) l'influence des paramètres de la géométrie liés aux emplacements des entrées et des sorties d'air, et 3) l'influence de l'efficacité de la ventilation en convection mixte. Pour mettre en évidence les paramètres caractérisant la qualité de l'air intérieur et assurer une bonne prédiction numérique dans les cavités ventilées, Nielsen [12] a préconisé l'utilisation de modèles de turbulence en condition de frontières en vue de prendre en compte les zones de recirculation développées en entrée et en sortie. Xaman et al. [13] ont réalisé une étude numérique sur l'analyse des transferts de chaleur et de mass dans quatre configurations différentes dont les entrées et sorties d'air sont placées différemment. Ces configurations sont ventilées en régime laminaire. Le fluide considéré est un mélange air-CO<sub>2</sub>. Le but visé est à la fois de mettre en évidence l'emplacement des bouches de sortie d'air ; d'étudier le comportement de l'écoulement et la qualité d'air à l'intérieur des cavités en considérant trois valeurs différentes du contaminant de CO<sub>2</sub> (1000, 2000, 3000 ppm). L'entrée d'air est localisée du côté inférieur du mur vertical chaud de la cavité. La vitesse d'air considérée est fonction du nombre de Reynolds ( $10 < Re < 500$ ). La sortie a été placée en quatre positions différentes. Les auteurs ont conclu que lorsque les entrées et sorties d'air sont placées du même côté de la source de chaleur et du contaminant donne des meilleures conditions de confort thermique et de qualité d'air pour des valeurs de Reynolds variant de 50 à 100.

## 2. Configuration étudiée

Nous avons considéré une cavité carrée ventilée remplie d'un mélange air-CO<sub>2</sub>. La paroi verticale de gauche a une épaisseur de 1 cm ; des flux de chaleur et de masse sont imposés sur ses surfaces extérieure et intérieure, respectivement. Les autres parois sont adiabatiques et imperméables. L'entrée d'air est située en bas de la paroi verticale gauche, tandis que la sortie est placée selon la configuration étudiée. En effet, différentes configurations ont été analysées avec différents emplacements de la grille de sortie d'air (Figure 1). L'air pénètre dans la cavité à une température de 24 °C et à une concentration en CO<sub>2</sub> de 340 ppm. Afin d'étudier l'influence des paramètres caractérisant l'écoulement sur la qualité de l'air et du confort thermique, nous avons fait varier le flux de chaleur entre 3.47 W.m<sup>-2</sup> et 347 W.m<sup>-2</sup> le flux massique entre 1000 ppm et 3000 ppm, et la vitesse d'entrée d'air de 0.17 m.s<sup>-1</sup> à 0.66 m.s<sup>-1</sup>. Ces valeurs de flux et de vitesses donnent un nombre  $Ra_T$  compris entre 10<sup>3</sup> et 10<sup>5</sup>, et un nombre  $Re$  compris entre 100 et 400. Il convient de signaler que l'emplacement de la grille de sortie et sa distance par rapport à l'entrée sont des paramètres importants pour la répartition des champs thermique et solutal.

Dans cette étude, le nombre de Rayleigh thermique est donné par la relation suivante :

$$Ra_T = \frac{\rho \cdot g \cdot \beta_T \cdot \dot{q} \cdot H^4}{\lambda \cdot \mu \cdot \alpha} \quad (1)$$

Les propriétés physiques du mélange air-CO<sub>2</sub> sont calculées à la température de référence  $T_0 = 297$  K et à la concentration de référence ( $C_0 = 340$  ppm)

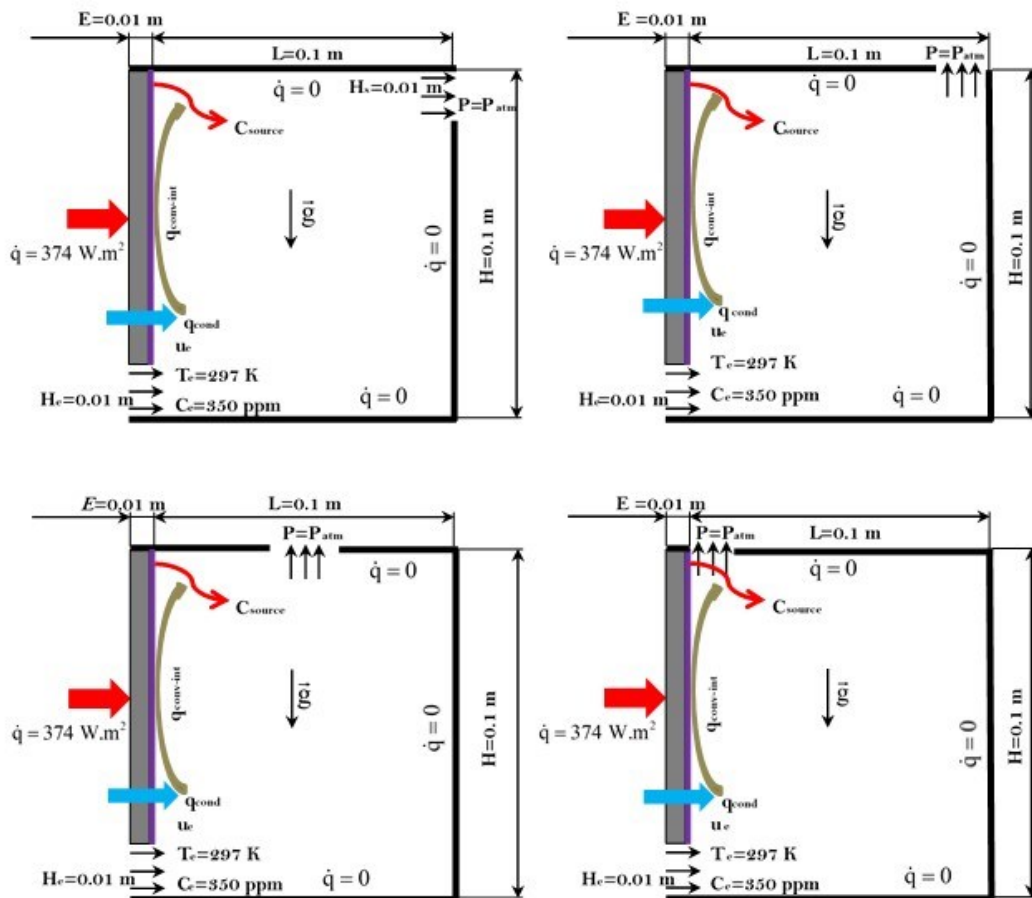


Figure 1 : Les quatre configurations des cavités considérées et les conditions aux limites correspondantes.

### 3. Schéma numérique et méthode de résolution

Les équations de conservation ont été discrétisées par la méthode des volumes finis en utilisant l'outil CFD Stream [14]. Le maillage employé est quadratique structuré avec un coefficient d'expansion géométrique de 1.05 vers le centre de la cavité et serré au niveau des parois (Figure 2). Les termes d'advection sont discrétisés en utilisant le schéma QUICK. Les termes de diffusion sont traités à l'aide du schéma centré d'ordre 2. L'algorithme SIMPLEC a été utilisé pour le couplage pression-vitesse. Le système d'équations algébriques déduit est résolu à l'aide de la méthode itérative MICCG (Multiple-Iteration Constrained Conjugate Gradient).

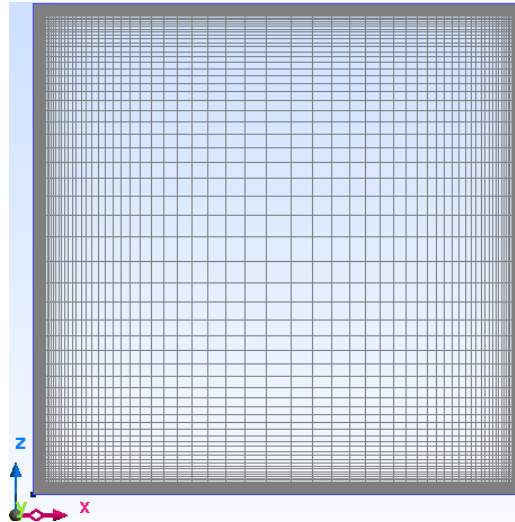


Figure 2 : Grille de maillage 211x151

La sensibilité des résultats par rapport au maillage a été vérifiée pour  $Ra_T = 10^5$ ,  $Re = 800$  et  $C_{source} = 3000$  ppm et ce pour les quatre configurations. Pour cela, nous avons considéré quatre grilles de maillage (171x111, 191x131, 211x151 et 211x171). Les résultats des profils de vitesses obtenus montrent qu'à partir d'une densité de maillage 211x151, l'évolution est insensible par rapport au maillage. A l'issue de ces résultats obtenus, nous avons retenu la grille 211x151 pour l'ensemble des calculs.

### 4. Résultat et validation numérique

Afin de valider le modèle numérique, nous avons effectué des comparaisons entre les résultats obtenus via le code Stream [14] avec ceux présentés par Xaman et al. [13] pour  $Ra_T = 10^5$  et  $Re = 100, 200$  et  $400$ . Ces comparaisons concernent la configuration 1. Les figures 3 et 4 montrent les isothermes et les champs de vitesses. On observe que les isothermes sont parfaitement reproduites. Les températures sont plus importantes au voisinage de la paroi verticale droite (paroi chaude) et tendent à baisser vers le bas de la cavité. Concernant les champs de vitesse, on remarque que, pour  $Re = 100$  et  $200$ , l'écoulement est gouverné par le jet d'air provenant de l'entrée. L'air pénètre horizontalement dans la cavité par le bas de la paroi verticale droite et change de direction et devient perpendiculaire à celle-ci pour atteindre la sortie. Ce mouvement d'air forme un écoulement en  $L$ . A droite de ce mouvement, se forment deux structures importantes. La première structure est située tout près du jet et s'agrandit en fonction de  $Re$ ; et elle occupe tout le volume pour  $Re = 400$ . La seconde structure est au niveau de la paroi verticale droite et disparaît à  $Re = 400$ . Cette structure est entraînée par la convection thermique naturelle provoquée par le flux de chaleur imposé au niveau de la paroi droite. Pour  $Re = 100$  et  $200$ , on constate que les champs de l'écoulement s'accordent parfaitement avec ceux de Xaman et al. [13]. Cependant, pour  $Re = 400$ , on

observe que l'écoulement est ascendant au niveau de la paroi verticale droite [13]. Ceci est dû à la prédominance de la convection naturelle. Quant à nos résultats, l'écoulement est descendant à ce même endroit. Ceci indique que l'effet de la convection forcée est plus dominant. Ce constat semble être plus réaliste que celui de Xaman et al. [13]. En effet, lorsque le nombre de Reynolds  $Re$  augmente, l'écoulement s'accélère; l'intensité de la convection naturelle devient négligeable devant la convection forcée. De ce fait, la structure centrale tend à dominer et occuper tout le volume.

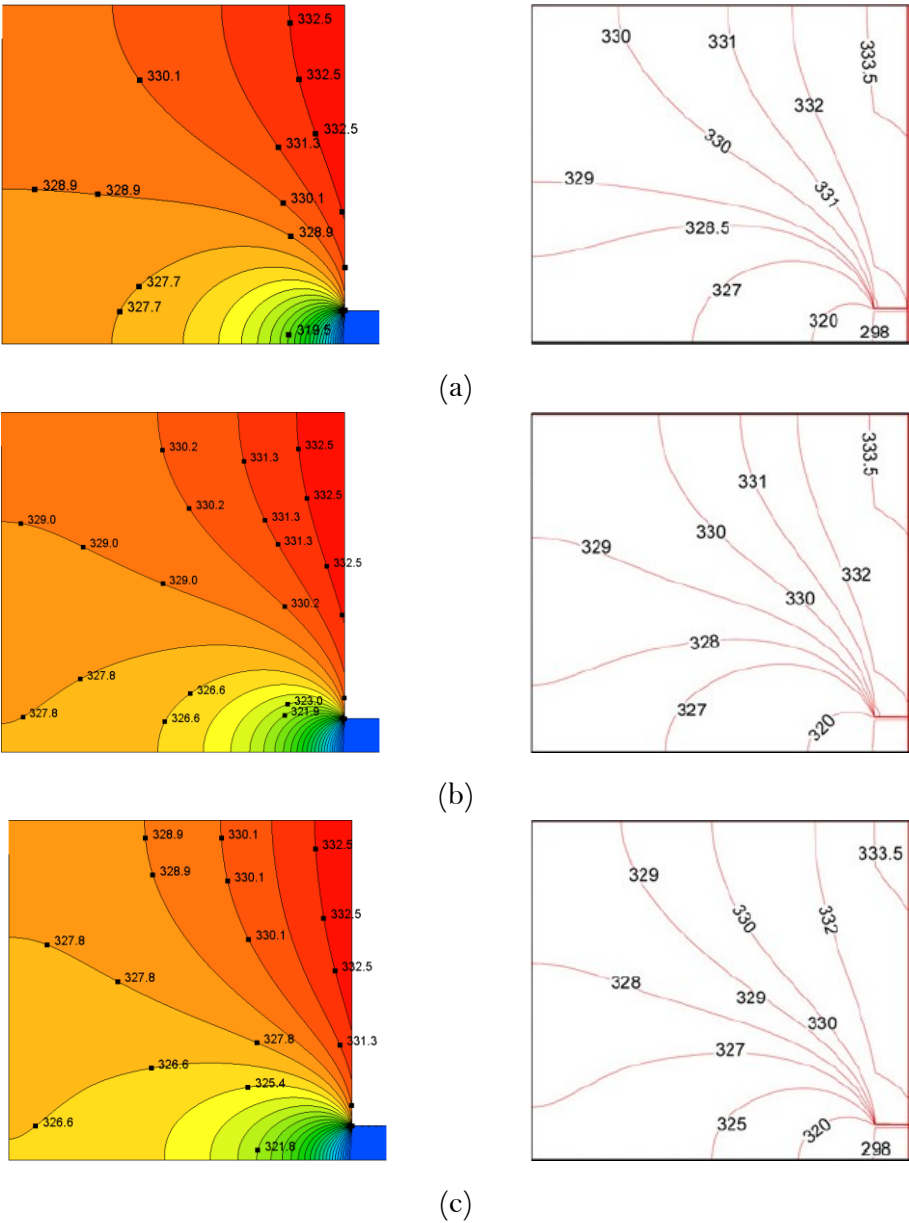


Figure 3 : Isothermes (K); travail actuel (à gauche), Xaman et al. [13] (à droite):  
 (a)  $Re = 100$ , (b)  $Re = 200$ , (c)  $Re = 400$  ;  $Ra_T = 10^5$

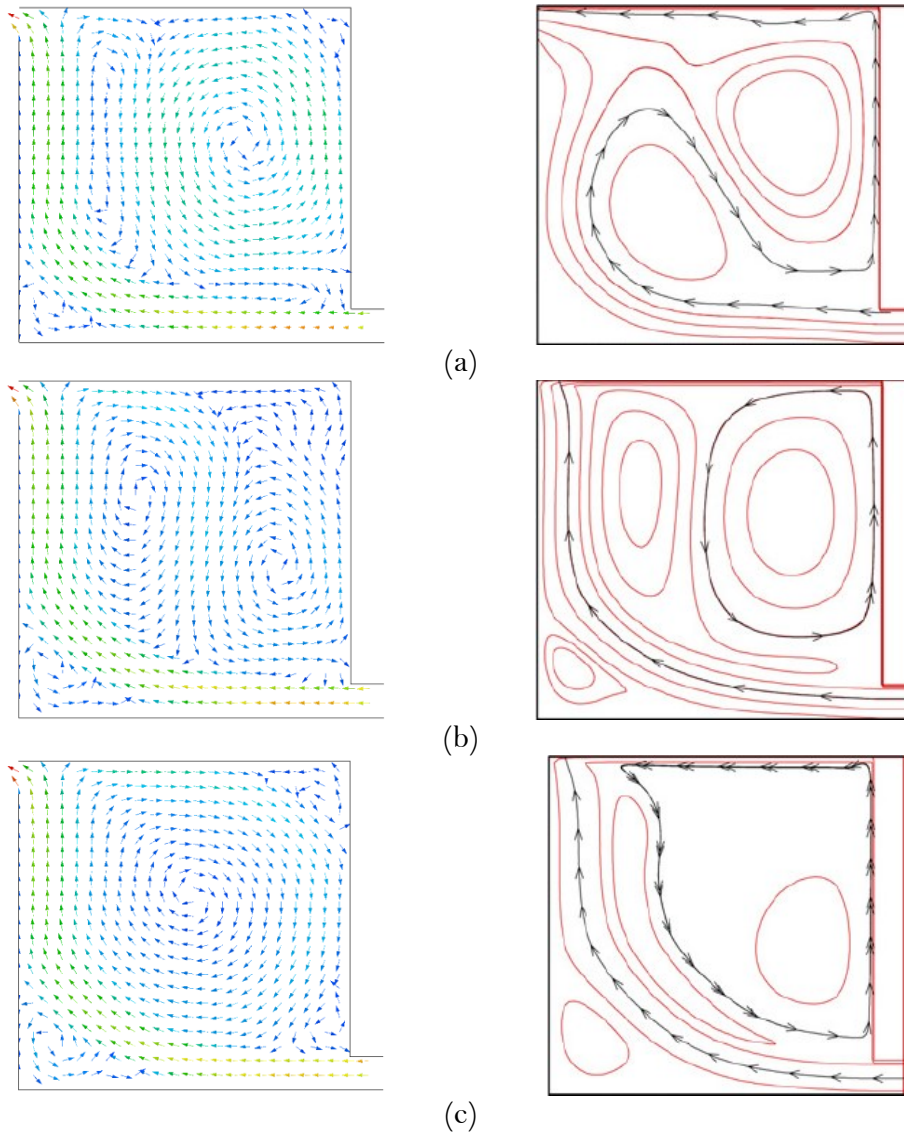


Figure 4 : Champs de vitesse ( $m. s^{-1}$ ): travail actuel (à gauche), Xaman et al. [13] (à droite): (a)  $Re = 100$ , (b)  $Re = 200$ , (c)  $Re = 400$  ;  $Ra_T = 10^5$

Nous avons aussi comparé les températures et les concentrations moyennes à l'intérieur de la cavité. Le tableau 1 présente les valeurs moyennes de la température en fonction des nombres  $Ra_T$  et  $Re$  à  $C_{source} = 2000$  ppm. Ces comparaisons montrent que les résultats obtenus corroborent ceux de Xaman et al. [13].

		$T_m(K)$					
		$C_{source} = 2000$ ppm					
$Re$	$Ra_T = 10^3$		$Ra_T = 10^4$		$Ra_T = 10^5$		
	Présent Travail	[13]	Présent Travail	[13]	Présent Travail	[13]	
100	306.9	307.0	310.1	309.0	329.1	329.8	
200	306.7	306.9	309.9	309.9	328.7	329.4	
400	306.5	306.6	309.6	308.6	327.9	328.7	

Tableau 1: Températures moyennes en fonction des nombres  $Ra_T$  et  $Re$  pour  $C_{source} = 2000$  ppm

Le tableau 2 présente les valeurs moyennes de la concentration en fonction du nombre  $Re$  et des sources de concentration en  $CO_2$  à  $Ra_T = 10^5$ . On constate que les résultats sont en bon accord avec ceux de Xaman et al. [13].

Re	$C_m$ (ppm)					
	$Ra_T = 10^5$					
	$C_{source} = 1000$		$C_{source} = 2000$		$C_{source} = 3000$	
	Présent travail	[13]	Présent travail	[13]	Présent travail	[13]
100	354.7	354.1	377.1	368.8	399.5	382.4
200	347.2	348.7	358.1	357.9	369.1	366.1
400	344.5	346.4	351.9	390.1	358.2	405.3

Tableau 2 : Concentrations moyennes en fonction du nombre  $Re$  et  $C_{source}$  pour  $Ra_T = 10^5$

Le tableau 3 présente l'efficacité de la ventilation  $\varepsilon_T$  pour les cas de  $Ra_T = 10^5$ ,  $C_{source} = 3000$  ppm et  $Re = 100, 200$  et  $400$ . Les résultats se comparent favorablement à ceux de Xaman et al. [13].

Re	$\varepsilon_T$	
	$Ra_T = 10^5, C_{source} = 3000$ ppm	
	Présent travail	[13]
100	1.02	1.04
200	1.02	1.04
400	1.01	1.03

Tableau 3 :  $\varepsilon_T$  en fonction du nombre  $Re$

A travers ces comparaisons effectuées et l'accord obtenu on peut dire que le modèle numérique développé peut être adopté pour l'étude du transport de contaminant dans les cavités ventilées.

## 5. Conclusion

La convection thermosolutale dans une cavité bidimensionnelle ventilée a été étudiée numériquement dans quatre configurations différentes ayant des entrée et sortie d'air qui sont placées différemment. Les champs dynamique et thermique ont été étudiés et comparés avec succès à ceux disponibles dans la littérature. Aussi, l'efficacité de la ventilation  $\varepsilon_T$  s'est avérée effective pour  $Ra_T = 10^5$ . Par ailleurs, d'autres paramètres pertinents (nombre de Nusselt, âge moyen de l'air) ont été étudiés. Comme perspective de ce travail, le modèle numérique développé sera appliqué au cas d'une configuration 3D avec des conditions de frontières réelles en température et en concentration.

## Références

- [1] H.B. Awbi, Ventilation of buildings, Spon Press, London (2003), (p. 49)
- [2] J. Serrano-Arellano, J. Xamán, G. Álvarez, Optimum ventilation based on the ventilation effectiveness for temperature and  $CO_2$  distribution in ventilated cavities, *Int. J. of Heat and Mass Transfer* 62 (2013), 9–21
- [3] H. Radhi, on the optimal selection of wall cladding system to reduce direct and indirect  $CO_2$  emissions. *Energy* 35 (2010), 1412 - 1424.

- [4] H. Won-Kee, K. Jin-Min, P. Seon-Chee, L. Seung-Geun, K. Seung-Il, Y. Ki-Joon, A new apartment construction technology with effective CO<sub>2</sub> emission reduction capabilities. *Energy* 35 (2010), 2639 – 2646.
- [5] A. Raji, M. Hasnaoui. Mixed convection heat transfer in a rectangular cavity ventilated and heated from the side. *Num. Heat Transfer Part A* 33 (1998), 533-548.
- [6] A. Raji, M. Hasnaoui. Combined mixed convection and radiation in ventilated cavities. *Engineering Computations* 18 (2001), 922 - 949.
- [7] S. Singh, M. Sharif, Mixed convective cooling of a rectangular cavity with inlet and exit openings on differentially heated side walls. *Num. Heat Transfer Part A* 44 (2003), 233 253.
- [8] P. Nielsen, A. Restivo, J. Whitelaw, The velocity characteristics of ventilated rooms, *J. Fluid Eng.* 100 (1978) 291–298.
- [9] P. Nielsen, A. Restivo, J. Whitelaw, Buoyancy-affected flows in ventilated rooms, *Num. Heat Transfer* 2 (1979) 115–127.
- [10] P. Nielsen, Specification of a two dimensional test case, *Energy Conser. in Build. and Community Sys., Annex 20*, Denmark, November, 1990.
- [11] P. Nielsen, Description of supply openings in numerical models for room air distribution, *ASHRAE Trans.* 98 (1992) 963–971.
- [12] P. Nielsen, Computational fluids dynamics and room air movement, *Indoor Air* 14 (2004) 134–143.
- [13] J. Xamán, A. Ortiz, G. Álvarez, Y. Chávez, Effect of a contaminant source (CO<sub>2</sub>) on the air quality in a ventilated room, *Energy* 36 (2011), 3302 – 3318
- [14] scSTREAM Documentation, *outil Cradle Co., Ltd.* (2013).