

Caractérisation expérimentale des écoulements turbulents de convection mixte en espace confiné

Ludovic PERRIN¹, Philippe REULET^{1*}, Francis MICHELI¹, Pierre MILLAN¹

ONERA/DMAE, Centre de Toulouse
2 avenue Edouard Belin – BP 4025 – 31055 Toulouse Cedex 4
*(auteur correspondant : Philippe.Reulet@oncert.fr)

Résumé - L'étude présentée porte sur l'analyse de l'écoulement généré par un obstacle chauffant placé dans une cavité ventilée par des jets d'air (convection mixte en régime turbulent). La base de données expérimentale obtenue (PIV, LDV et thermocouple) permet l'analyse complète des écoulements : étude des champs globaux, des couches limites et des instationnarités. Par ailleurs, l'analyse des transferts de chaleur pariétaux sur le barreau chauffant permet de déterminer l'influence de l'impact des jets sur les pertes thermiques de l'élément chauffant, en fonction du nombre de Richardson.

Nomenclature

D	diamètre du jet, m	U, W, V	composantes de vitesse sur (X, Y, Z) , $m.s^{-1}$
g	accélération de la gravité, $m.s^{-2}$	X, Y, Z	repère cartésien terrestre, m
Gr	nombre de Grashof		
L, H, P	dimensions de l'enceinte, m		
l, h	dimensions du barreau, m		
Pr	nombre de Prandtl		
Ra	nombre de Rayleigh		
Re	nombre de Reynolds		
Ri	nombre de Richardson		
T	température, K		
			<i>Symboles grecs</i>
		α	diffusivité thermique de l'air, $m^2.s^{-1}$
		β	dilatibilité volumique de l'air, K^{-1}
		λ	conductivité thermique de l'air, $m^2.s^{-1}$
		ν	viscosité cinématique de l'air, $m^2.s^{-1}$
		φ_0	flux de chaleur du barreau, $W.m^{-2}$
		ΔT	écart de température, K

1. Introduction

Cette étude fait suite à celle effectuée en convection naturelle sur le même dispositif expérimental, présentée au congrès SFT 2006 [1], elle a été menée par L. Perrin [2].

Les écoulements de convection naturelle et mixte en milieu confiné sont omniprésents dans de nombreux domaines industriels : aéronautique, électronique ou thermique de l'habitat. Les présents travaux portent sur les écoulements turbulents générés par un corps chauffant placé dans une cavité ventilée par des jets d'air. Pour ces configurations, la littérature fait état de plusieurs travaux numériques menés pour des géométries spécifiques. A titre d'exemple, le cas d'une source de chaleur placée sur l'une des parois d'une cavité ventilée a été traité numériquement par Papanicolaou et Jaluria [3]. Plusieurs études numériques sur une cavité isolée par un jet d'air sont également proposées : par exemple Mhiri et al. [4] et Besbes et al. [5]. Malheureusement, ces travaux ne couvrent que partiellement le cas d'obstacles à bords vifs dans une cavité ventilée et il apparaît un besoin de données expérimentales de validation en convection mixte.

Les présents travaux s'attachent à la description expérimentale tridimensionnelle de la dynamique d'un écoulement turbulent généré par un barreau chauffé placé dans une cavité avec soufflage par une rampe de jets. La base de données expérimentale obtenue sera utilisée pour la validation de simulations numériques RANS, URANS et LES en convection mixte turbulente.

2. Configuration et dispositif expérimental

Le phénomène de convection naturelle naît d'une variation de la masse volumique du fluide sous l'effet d'un gradient de température. En effet, la présence d'un point chaud au sein du fluide provoque une poussée verticale (poussée d'Archimède) générée par une dilatation locale du fluide. La convection naturelle est caractérisée par deux grandeurs sans dimension, le nombre de Grashof (Gr) et le nombre de Prandtl (Pr) définis par la relation (1).

$$\text{Gr} = \frac{g\beta\phi_0 h^4}{\nu^2\lambda} \quad ; \quad \text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (1)$$

L'écoulement généré par l'alimentation des jets est caractérisé par le nombre de Reynolds, défini par :

$$\text{Re}_{\text{jet}} = \frac{W_{\text{jet}} D}{\nu} \quad (2)$$

Du point de vue de la convection mixte, le nombre caractéristique est le nombre de Richardson, qui peut être défini par le rapport des vitesses de convection naturelle et de convection forcée :

$$\text{Ri} = \frac{W_n^2}{W_f^2} \quad (3)$$

Les vitesses intervenant dans ce nombre sont choisies pour représenter les phénomènes au-dessus de l'élément chauffant. La vitesse de convection naturelle W_n est prise égale à la vitesse maximale obtenue en sortie de couche limite verticale sur l'élément. La vitesse de convection forcée W_f est déterminée au niveau de la face supérieure de l'élément chauffant par la théorie du jet libre, à partir de la vitesse d'injection.

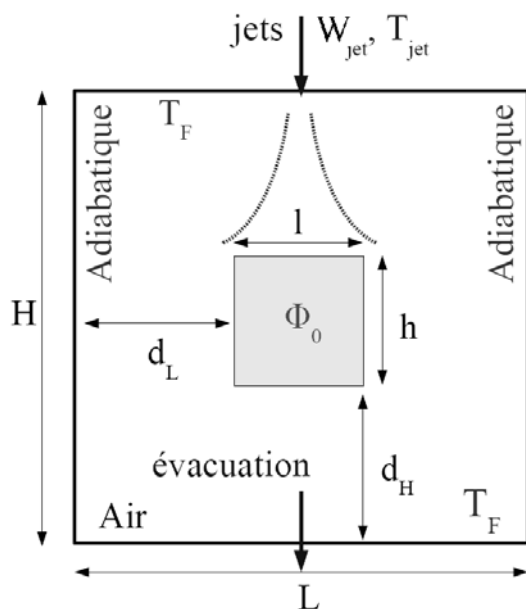


Figure 1 - Schéma de la configuration étudiée dans le plan (X,Z)

Paramètre	Configuration centrée
L [m]	0,640
H [m]	0,623
l [m]	0,204
h [m]	0,204
d_L [m]	0,218
d_H [m]	0,209
T_F [K]	293
ϕ_0 [W/m ²]	172
Ra_h	$7,5 \times 10^8$
Ri	1 à 0,26
W_{jet} [m/s]	3 à 9
T_{jet} [K]	300 ± 3 (mesurée)
Re_{jet}	1150 à 3440

Tableau 1 - Paramètres caractéristiques de la configuration centrée

La cavité est un parallélépipède à base rectangulaire de dimensions $L \times H \times P = 640 \times 623 \times 963$ mm dont les parois horizontales (plancher et plafond) sont isothermes à la température T_F et les parois verticales (murs) sont adiabatiques (Figure 1). Les parois

horizontales sont constituées de plaques d'aluminium dans lesquelles circule de l'eau régulée en température à l'aide de deux bains thermostatés. La température de ces parois est fixée à $T_F=293$ K et une visualisation par caméra infrarouge a permis de vérifier leur homogénéité thermique. Les parois verticales sont constituées de double vitrage d'épaisseur 32 mm rempli à l'Argon afin d'optimiser leur comportement adiabatique. Le barreau chauffant est un parallélépipède à base carrée de côté h , chauffé grâce à un flux constant ϕ_0 , placé au centre de la cavité. La cavité est remplie d'air ($Pr=0,71$). Les 10 jets d'air froid sont introduits par la paroi supérieure, ils ont un diamètre $D=6$ mm et la distance inter jet est de 76 mm. L'air injecté est évacué de la cavité par une fente de largeur 10 mm suivant toute la longueur de la cavité, au centre de la paroi inférieure.

3. Moyens expérimentaux

Les moyens expérimentaux sont détaillés dans l'article présenté en 2006 [1].

Les mesures locales de vitesse sont réalisées par LDV (Vélocimétrie Laser Doppler) à l'aide d'un vélocimètre TSI capable de mesurer deux composantes de la vitesse. La cavité estensemencée en particules de DEHS (Di-Ethyl-Hexyl-Sebacate) produites par un générateur à tuyère de Laskin à travers l'alimentation des jets. Afin de respecter la convergence en moyenne et écart type, la mesure en chaque point s'effectue sur une durée de 250 secondes.

La mesure des champs globaux de vitesse est assurée par un dispositif PIV (Vélocimétrie par Images de Particules). Le champ étudié résulte d'une moyenne réalisée sur 500 doublets d'images environ acquis sur une durée de 100 secondes.

Le barreau chauffant étant alimenté par une puissance électrique constante, il est nécessaire de qualifier la température de ses parois en fonction de l'écoulement. Pour cela, l'ensemble des parois de la maquette (enceinte et barreau), est instrumenté à l'aide de 130 thermocouples.

4. Résultats

Les Figure 2 à Figure 5 synthétisent les résultats obtenus par PIV et thermocouple pour un plan (X,Z) situé dans l'axe d'un jet central de la cavité.

4.1. Champs dynamiques globaux (mesures par PIV)

Le module de la vitesse moyenne ainsi que les lignes de courant sont représentés sur les Figure 2 et Figure 3. Sur ces champs, l'échelle de vitesse est volontairement tronquée de manière à faire apparaître les phénomènes à basse vitesse.

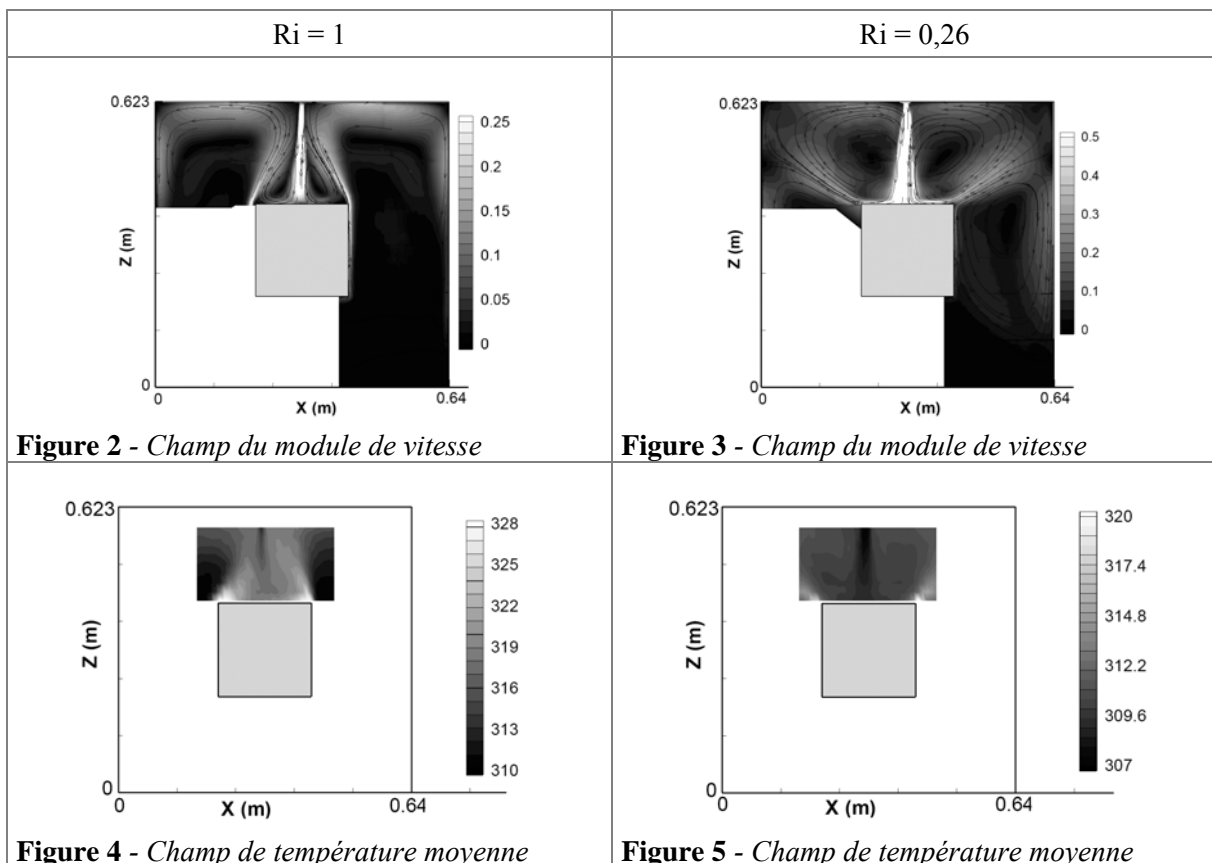
Pour $Ri=1$, les panaches formés en sortie de couche limite motrice diffèrent peu de ceux observés en convection naturelle [1]. Ils présentent en effet une vitesse maximale de l'ordre de 0,25 m/s et conduisent à la formation de deux boucles de recirculation situées de part et d'autre de l'élément chauffant. Toutefois, le jet vertical interagit avec ces deux panaches en empêchant leur réunion au-dessus de l'élément. De plus, la vitesse au-dessus de l'élément, de l'ordre de 0,25 m/s, est équivalente à la vitesse sortant des couches limites motrices. Comme le prévoit la définition du nombre de Richardson local, la compétition entre les effets de convection naturelle et forcée est équilibrée au-dessus de l'élément. En parallèle, l'interaction du jet avec l'écoulement de convection naturelle conduit à la formation de deux boucles secondaires au-dessus de l'élément. Ces dernières sont liées au confinement de l'impact du jet par les panaches de convection naturelle sortant des couches limites motrices.

Globalement, l'écoulement au-dessus du barreau est donc régi par l'équilibre de l'interaction du jet avec l'écoulement de convection naturelle. En revanche, le reste de la cavité est principalement piloté par un écoulement de convection naturelle.

Pour $Ri=0,26$, la présence du jet modifie de manière significative la structure de l'écoulement. En effet, contrairement au cas $Ri=1$, le jet frappe directement la paroi supérieure de l'élément chauffant en détruisant le comportement ascendant du fluide au-dessus du barreau, généré par la convection naturelle. Comme le prévoyait la définition du nombre de Richardson, l'écoulement au-dessus du barreau est bien régi par la convection forcée pour $Ri=0,26$. L'impact du jet génère un écoulement de type jet pariétal sur la face supérieure de l'élément. Aux coins supérieurs du barreau, cet écoulement entre en collision avec les panaches de convection naturelle formés en sortie des couches limites motrices. L'interaction de ces deux effets entraîne la formation de deux "panaches obliques" présentant une déviation de l'ordre de 50° par rapport à la verticale. Ces derniers impactent sur les parois latérales de l'enceinte pour former quatre boucles de recirculation :

- deux boucles latérales situées de part et d'autre de l'élément;
- deux boucles contra-rotatives localisées dans la partie supérieure de la cavité.

La déviation des jets pariétaux par les panaches de convection naturelle caractérise une forte influence de la convection naturelle dans cette zone.



4.2. Champs thermiques globaux (mesures par thermocouple)

Sur le plan thermique, les Figure 4 et Figure 5 présentent les cartographies de température moyenne réalisées à partir de 280 points de mesure par thermocouple.

Ces données traduisent la très faible influence du jet sur le champ thermique au-dessus du barreau pour $Ri=1$. Cet effet est principalement lié au confinement de l'impact du jet par les

panaches de convection naturelle. Les deux boucles secondaires provoquent une alimentation permanente du jet en air chaud provenant des panaches latéraux. Il est à noter que l'influence du jet sur les fluctuations de température est également négligeable : la cartographie obtenue est en effet très proche de son homologue en convection naturelle (résultats non présentés ici).

Pour $Ri=0,26$, la trace thermique du jet au-dessus du barreau est nettement présente sur le champ de température moyenne. En effet, l'inertie du jet permet une pénétration plus rapide de celui-ci au sein du fluide chaud, l'échange thermique à travers la couche de cisaillement formée à la frontière du jet est donc limité. D'autre part, contrairement au cas $Ri=1$, le jet n'est plus confiné par les panaches de fluide chaud sortant des couches limites motrices. Il est au contraire alimenté par le fluide froid provenant des boucles supérieures en contact avec le plafond de la maquette.

4.3. Transferts de chaleur pariétaux

Les transferts thermiques pariétaux sont analysés en termes de nombre de Nusselt local ou global. Le nombre de Nusselt local est défini par :

$$Nu(\chi) = \frac{\varphi_0 h}{\lambda(T(\chi) - T_F)} \quad (4)$$

où χ est une coordonnée spatiale (X, Y ou Z), avec $\lambda = 0,0295 \text{ W/m.K}$.

Le nombre de Nusselt global est calculé par l'intégration du nombre de Nusselt local suivant un profil transverse $Nu(X)$ pour les parois horizontales ou $Nu(Z)$ pour les parois verticales, à mi-profondeur de la maquette dans un plan passant par l'axe d'un jet.

Le Tableau 2 présente le Nusselt moyen mesuré sur les parois du barreau pour les différents régimes d'écoulement (convection naturelle, $Ri=1$ et $Ri=0,26$). Le transfert de chaleur au niveau des parois verticales et de la paroi inférieure du barreau évolue peu avec le régime d'écoulement (écart maximum de 4% environ localisé sur la paroi droite). En revanche, la paroi supérieure, en contact direct avec le jet, présente une évolution plus nette. Celle-ci est très marquée pour $Ri=0,26$ où l'impact du jet sur la paroi permet pratiquement de doubler le transfert de chaleur par rapport à la convection naturelle pure.

paroi	Naturelle	Ri=1	Ri=0,26
droite	23,8	23,5	24,7
gauche	23,8	23,8	24,5
supérieure	24,1	25,3	40,1
inférieure	21,3	21,6	21,2

Tableau 2 : Nombre de Nusselt global mesuré sur les faces du barreau en convection naturelle et pour les deux nombres de Richardson étudiés

Les Figure 8 et Figure 9 présentent la répartition spatiale du transfert de chaleur sur la paroi supérieure et une paroi verticale de l'élément chauffant, dans un plan passant par l'axe d'un jet (cf. schémas Figure 6 et Figure 7). Le profil de $Nu(X)$ réalisé sur la paroi supérieure confirme le changement de régime de convection lié à l'augmentation de W_{jet} . En revanche, le profil extrait sur l'une des parois verticales du barreau révèle un changement de régime non représenté par le nombre de Nusselt global. Le profil mesuré pour $Ri=0,26$ présente une augmentation du nombre de Nusselt sur les parois verticales lorsque Z augmente (contrairement au cas $Ri=1$ où la progression du Nusselt est identique à celle observée en convection naturelle pure).

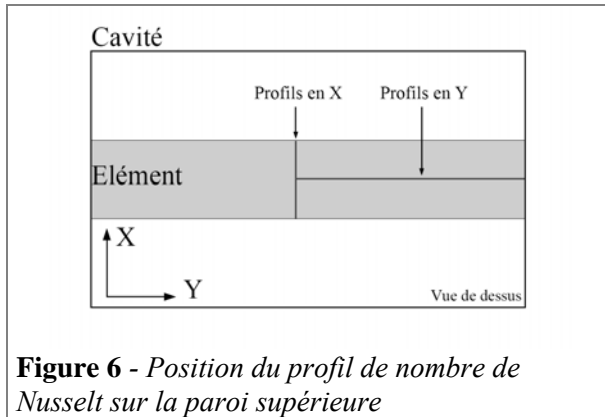


Figure 6 - Position du profil de nombre de Nusselt sur la paroi supérieure

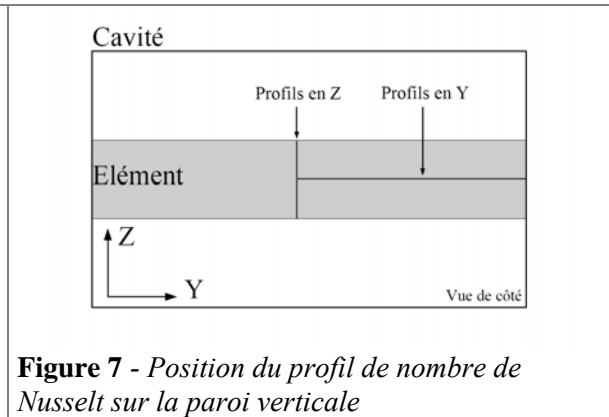


Figure 7 - Position du profil de nombre de Nusselt sur la paroi verticale

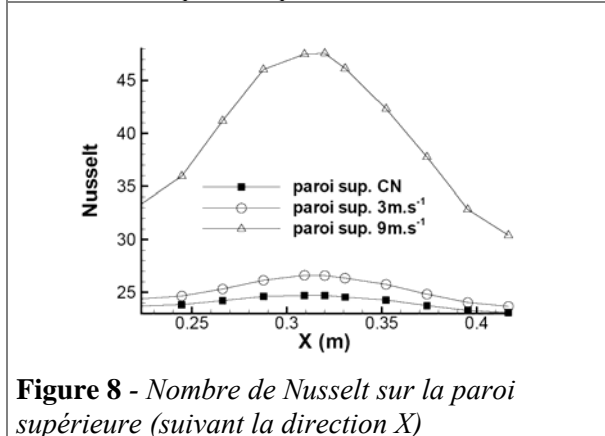


Figure 8 - Nombre de Nusselt sur la paroi supérieure (suivant la direction X)

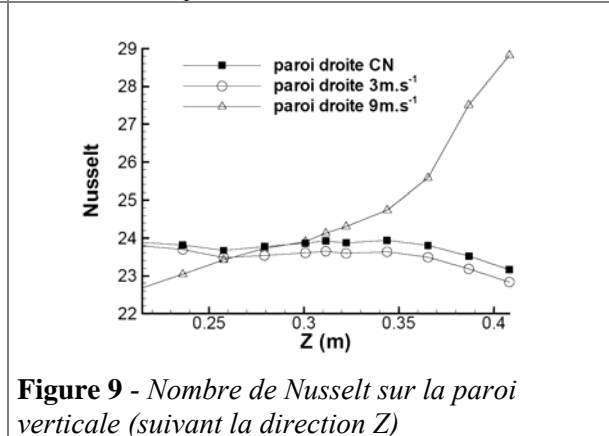


Figure 9 - Nombre de Nusselt sur la paroi verticale (suivant la direction Z)

L'ensemble de ces résultats est confirmé par l'analyse des couches limites motrices sur les parois verticales de l'élément chauffant.

5. Conclusions

Ces travaux expérimentaux ont permis de constituer une base de données dynamique et thermique pour les écoulements de convection mixte turbulents liés à un barreau chauffant placé dans une cavité ventilée. Elle s'appuie sur l'investigation des champs globaux par PIV et des caractéristiques dynamiques locales par LDV. Une analyse des transferts pariétaux en termes de nombre de Nusselt montre également l'influence localisée des jets de ventilation en fonction du nombre de Richardson. La poursuite actuelle de ces travaux porte essentiellement sur la validation des simulations numériques et des modèles de turbulence utilisés.

Références

- [1] L. Perrin, P. Reulet, F. Micheli, P. Millan, Caractérisation dynamique d'un écoulement de convection naturelle confiné à nombre de Rayleigh élevé, *Congrès SFT 2006, 16-19 mai 2006*.
- [2] L. Perrin, Analyse expérimentale des écoulements de convection naturelle et mixte en espace confiné, *Thèse de l'ENSAE, 2006*.
- [3] E. Papanicolaou et Y. Jaluria, Computation of turbulent flow in mixed convection in a cavity with a localized heat source, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 117, (1995), pp. 649-658.
- [4] H. Mhiri, E. El Golli, A. Berthon, G. Le Palec et P. Bournot, Numerical study of the thermal and aerodynamic insulation of a cavity with a vertical downstream air jet, *International Communication of Heat and Mass Transfer*, Vol. 25, (1998), pp. 918-928.
- [5] S. Besbes, M. Mhiri, S. El Golli, G. Le Palec et P. Bournot, Numerical study of a heated cavity insulated by a horizontal laminar jet, *Energy Conversion and Management*, Vol. 42, (2001), pp. 1417-1435.