

# Analyse des transferts thermiques au sein d'un écoulement de convection naturelle dans un espace confiné comportant un obstacle partiellement chauffé.

## Heat transfer analysis of a natural convection flow in a confined enclosure with an inner block partially heated.

Alexandre WEPPE\*, Florian MOREAU, Didier SAURY

Institut Pprime, UPR 3346 CNRS - ENSMA - Université de Poitiers  
Téléport 2, 1 avenue Clément Ader, BP40109, F-86961 Futuroscope Cedex, France

\*(auteur correspondant : alexandre.weppe@ensma.fr)

**Résumé** - Un écoulement de convection naturelle est généré dans une cavité cubique comprenant un obstacle cubique partiellement chauffé. La zone étudiée se situe dans le plan vertical médian du canal chauffé. Les mesures de températures sont analysées, en regard de précédents résultats dynamiques. Les résultats montrent des écoulements de couches limites thermiques séparées par une zone centrale stratifiée en température sur la moitié inférieure du canal chauffé. Sur sa moitié supérieure, les fluctuations de l'écoulement ainsi qu'une recirculation viennent perturber l'évolution des transferts thermiques.

**Mots-clés** : Etude expérimentale ; Convection naturelle ; Transferts thermiques.

**Abstract** - A buoyancy driven flow is generated by a partially heated cubic obstacle enclosed in a cubic cavity. The studied zone is the median vertical plane of the heated channel. Temperature measurements are carried out and analyzed along with previous dynamical results. The results show thermal boundary layer flows separated by a central area with a thermal stratification in the lower half of the heated channel. In the upper half, the flow fluctuations and a vortex modify the evolution of the heat transfers.

**Keywords**: Experimental study; Natural convection; Heat transfers.

### Nomenclature

$L$  longueur de la cavité, m  
 $l$  largeur de la zone étudiée, m  
 $H_{bloc}$  hauteur du bloc chauffant, m  
 $Ra$  nombre de Rayleigh basé sur  $L_{ref}$ ,  
 $Ra = \frac{g\beta(T_c - T_f)L_{ref}^3}{\nu\alpha}$   
 $T$  température, K  
 $T_0$  température de référence,  $T_0 = \frac{(T_c + T_f)}{2}$ , K  
 $\theta$  température adimensionnée,  
 $\theta = \frac{T - T_0}{T_c - T_f}$   
 $Nu$  nombre de Nusselt,  $Nu = \frac{\partial\theta}{\partial Y} \times \frac{H_{bloc}}{L}$   
 $S$  paramètre de stratification,  
 $S = \frac{\partial\theta}{\partial Z} (X = 0.5, Y = 0.05)$   
 $V_0$  vitesse de référence de l'écoulement,  
 $V_0 = \frac{\alpha}{H_{bloc}} \sqrt{Ra_{H_{bloc}}}$ , m.s<sup>-1</sup>

$U, V, W$  vitesses adimensionnées,  $\frac{u, v, w}{V_0}$   
 $X, Y, Z$  coordonnées adimensionnées,  $\frac{x, y, z}{L}$   
*Symboles grecs*  
 $\sigma$  écart-type  
 $\rho$  masse volumique à  $T_0$ , kg.m<sup>-3</sup>  
 $\mu$  viscosité dynamique à  $T_0$ , kg.m<sup>-1</sup>.s<sup>-1</sup>  
 $\alpha$  diffusivité thermique à  $T_0$ , m<sup>2</sup>.s<sup>-1</sup>  
 $\beta$  coefficient de dilatation thermique volumétrique à  $T_0$ , K<sup>-1</sup>  
 $\nu$  viscosité cinématique à  $T_0$ , m<sup>2</sup>.s<sup>-1</sup>  
*Indices*  
 $c$  relatif à la paroi chaude  
 $f$  relatif à la paroi froide  
 $amb$  relatif à l'environnement ambiant

## 1. Introduction

Les écoulements soumis à des effets de flottabilité prépondérants sont observés dans de nombreuses applications industrielles, et en particulier dans les secteurs du nucléaire et de l'automobile. On peut citer la problématique du refroidissement d'un compartiment moteur qui est un point essentiel dans le dimensionnement d'un véhicule. Par exemple, suite à un arrêt brutal du moteur après une forte sollicitation, l'intégrité du moteur doit être préservée alors qu'il n'est plus refroidi par un écoulement externe forcé. Pour de telles situations, la convection naturelle, souvent en régime turbulent, doit permettre d'assurer le refroidissement (cas dimensionnant).

Le projet ANR MONACO.2025, au sein duquel s'inscrit cette étude expérimentale, a pour objectif de résoudre les problèmes rencontrés par les partenaires industriels lors de simulations d'écoulements turbulents avec effets de flottabilité dominants en espace confiné ainsi que d'améliorer la compréhension des phénomènes physiques observés dans ce type d'écoulement. En effet, à ce jour, les modèles RANS développés pour obtenir des temps de calculs adaptés à un contexte industriel ne rendent pas compte avec une précision suffisante des interactions entre la turbulence et les effets de flottabilité et par conséquent les transferts thermiques sont souvent mal quantifiés.

Notre démarche a consisté à définir une configuration de référence permettant d'étudier un écoulement en espace confiné représentatif des régimes rencontrés dans le domaine automobile. Le compartiment moteur a été simplifié en une cavité cubique comportant en son sein un autre bloc cubique partiellement chauffé sur l'une de ses faces. Plusieurs études, en majorité numériques, traitent de l'influence d'un obstacle dans une cavité. House et al. [1] ont étudié l'impact de la taille et de la conductivité d'un bloc non-chauffé au centre d'une cavité différentiellement chauffée tandis que Ha et Jung [2] se sont intéressés plus spécifiquement à l'influence d'un bloc chauffant sur les transferts de chaleur conjugués conduction/convection dans une cavité de ce type. Yang et Tao [3] ont étudié des écoulements de convection naturelle générés par une plaque verticale chauffée dans une cavité cette fois-ci aux parois froides. Cependant, les écoulements considérés dans ces études se situent en régime laminaire, ce qui n'est pas représentatif des écoulements sous-capot qui peuvent être instationnaires ou turbulents. D'autres études numériques considèrent des écoulements à nombre de Rayleigh pouvant atteindre  $Ra = 1 \times 10^{11}$  dans le cas d'une cavité carré différentiellement chauffée avec variation linéaire de la température imposée aux parois horizontales [4] et  $Ra = 1 \times 10^{10}$  dans le cas d'une cavité fermée de rapport de forme vertical  $A_h = 4$  [5]. Pour ce même rapport de forme, Belleoud et Saury et al. [6, 8] ont étudié expérimentalement les écoulements au sein d'une cavité différentiellement chauffée pour un nombre de Rayleigh atteignant  $Ra = 1,2 \times 10^{11}$  en respectant l'approximation de Boussinesq. Si certaines similarités entre les écoulements en cavité différentiellement chauffée et les configurations d'écoulement avec obstacle sont observables, la perturbation de l'écoulement induite par l'obstacle ainsi que les conditions aux limites modifient sensiblement la topologie de l'écoulement.

Pour commencer, nous présentons le dispositif expérimental développé et mis en place pour cette étude. Puis nous décrivons la métrologie thermique utilisée pour obtenir nos mesures avant d'analyser les résultats obtenus.

## 2. Dispositif expérimental et métrologie

### 2.1. Dispositif expérimental

Dans cette étude, une cavité cubique de côté  $L = 1$  m (dimension intérieure) est utilisée. Un bloc cubique de côté  $H_{bloc} = 0,8$  m et chauffé sur l'une de ses 6 faces est placé dans cette cavité (voir Fig. 1 et 2). Les coordonnées physiques sont adimensionnées par la longueur de la cavité cubique  $L$ .

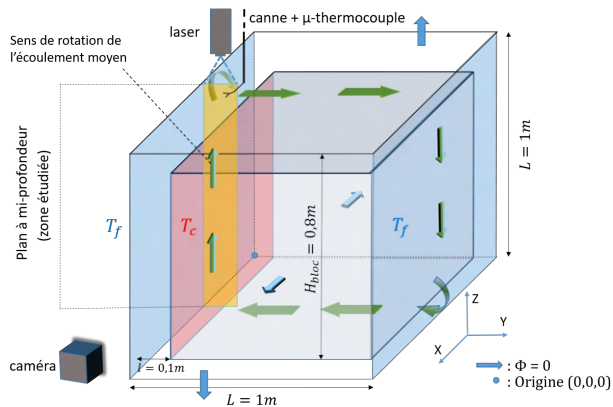


Figure 1 : Schéma du dispositif expérimental

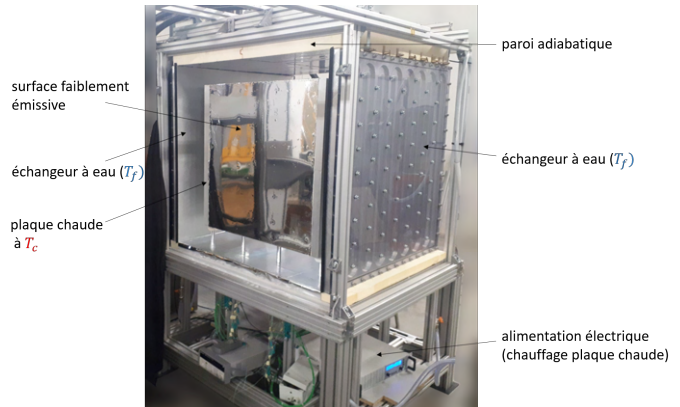


Figure 2 : Photo du dispositif expérimental

Les parois de la cavité comportant le bloc partiellement chauffé sont de deux types : (i) isotherme ou (ii) isolée. Deux échangeurs à eau en aluminium (conductivité  $\lambda = 174 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) imposent une température  $T_f = T_{amb}$  aux parois latérales de cette cavité au moyen de deux bains thermostatés (Fig. 2). Les parois horizontales haute et basse de la cavité sont en polystyrène extrudé (conductivité  $\lambda = 0,035 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) et sont donc considérées comme adiabatiques. Elles sont de plus recouvertes d'une feuille de Mylar afin de limiter les effets du rayonnement ( $\epsilon = 0,08$ ). Les parois avant et arrière sont quant à elles en verre d'épaisseur 6 mm ce qui permet de visualiser l'écoulement. Des blocs de polystyrène extrudé sont maintenus devant ces parois afin de conserver leur caractère adiabatique tout en laissant la possibilité de libérer des espaces pour la visualisation. Le bloc interne partiellement chauffé est maintenu par quatre supports en polymère qui limitent les échanges conductifs (conductivité  $\lambda = 0,25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) et sont positionnés aux quatre extrémités de la face basse du cube afin de limiter les perturbations dans le plan médian où nous effectuons nos mesures. Ce bloc est notamment composé de deux plaques d'aluminium (conductivité  $\lambda = 174 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) d'épaisseur  $e = 4$  cm dont l'une est chauffée (Fig. 1 et 2) de manière homogène par l'intermédiaire d'un câble chauffant à une température  $T_c = T_f + \Delta T$ . Ces deux plaques forment les faces latérales du bloc placées en regard des parois (face "échangeur") à température imposée  $T_f$  de la cavité. Entre ces deux plaques est disposée une succession de panneaux en laine de roche, d'une plaque en POM-C et d'une plaque en Ertalon. De cette manière, la température diminue de la paroi chaude du bloc jusqu'à la paroi inerte en préservant la tenue mécanique de l'ensemble. Les faces avant, arrière, haute et basse du bloc cubique sont recouvertes de plaques de POM-C d'épaisseur 4 mm pour préserver un bon état de surface. Ces plaques sont recouvertes d'une feuille de Mylar faiblement émissive ( $\epsilon = 0,08$ ).

La différence de température entre la paroi chaude du bloc interne et la paroi froide de la cavité est maintenue à  $\Delta T = T_c - T_f = 32 \text{ K} \pm 0,3 \text{ K}$ . On obtient alors le nombre de Rayleigh basé sur la hauteur  $H_{bloc}$  du bloc interne utilisé dans cette étude  $Ra = 1,37 \times 10^9 \pm 0,1 \times 10^9$ .

Les parois de l'échangeur sont maintenues au plus près de la température ambiante ( $T_f = T_{amb}$ ) afin de limiter au maximum les échanges avec l'extérieur. En effet, les écoulements de convection naturelle sont particulièrement sensibles aux conditions aux limites. Pour préserver une différence de température (paramètre du nombre de Rayleigh) constante, il est nécessaire d'adapter la température  $T_c$  en retour. Ce sont les variations des propriétés physiques de l'air dues à ces changements qui expliquent les variations du nombre de Rayleigh.

## 2.2. Conditions limites

Les faces avant, arrière, haute et basse du bloc interne sont instrumentées avec 9 thermocouples. 14 thermocouples sont fixés sur la face intérieure de chacune des plaques d'aluminium du bloc cubique. Enfin, 10 thermocouples sont positionnés à l'intérieur de ce même bloc. L'ensemble de ces 74 thermocouples donne un suivi des conditions de température autour et à l'intérieur du bloc et permet de vérifier l'homogénéité en température de la paroi chaude (écart-type=0,6 K).

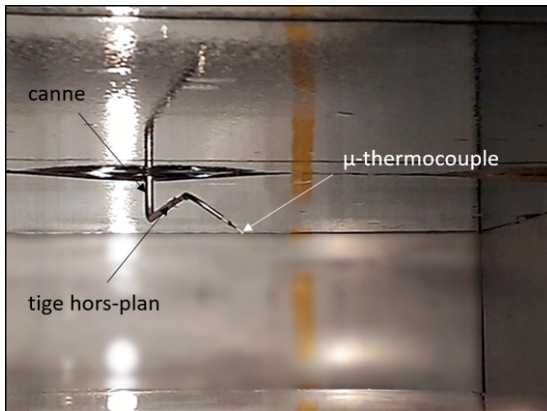


Figure 3 : Canne + micro-thermocouple

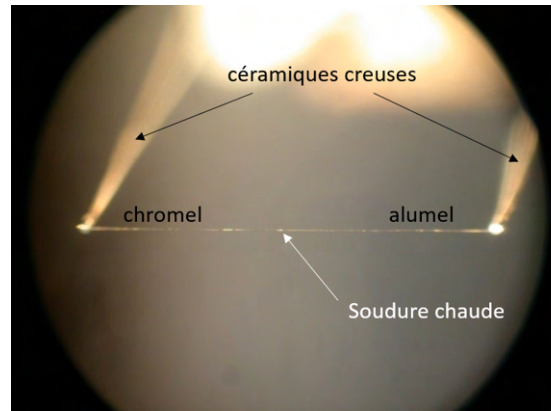


Figure 4 : Zoom sur le micro-thermocouple

## 2.3. Mesures de températures dans le canal chauffé

Les températures ont été mesurées dans le plan vertical médian à  $X = 0,5$  grâce à un micro-thermocouple de type K monté en opposition et de taille  $12,7 \mu\text{m}$  (Fig. 4). La soudure froide est placée dans un bloc d'aluminium de grande inertie lui-même placé dans le hall où se situe le dispositif expérimental à  $T_{amb}$ . Une sonde PT100 mesure régulièrement la température de ce bloc ( $\pm 0,1 \text{ K}$  sur la durée d'une acquisition). Le thermocouple est incliné d'environ  $45^\circ$ , monté sur un support entre deux broches (Fig. 4) de sorte que la soudure chaude soit placée dans le sens de l'écoulement. Il est relié à une tige hors du plan de mesure pour limiter l'effet intrusif (Fig. 3). Cette tige est elle-même liée à une canne de 1,20 m placée sur deux axes motorisés permettant le déplacement selon Y et Z avec un pas de  $100 \mu\text{m}$  ( $\pm 6,5 \mu\text{m}$ ).

## 2.4. Echanges de chaleur sur les parois chaude et froide

Les transferts de chaleurs sont mesurés localement sur les parois chaude et froide. Ils sont quantifiés avec le nombre de Nusselt qui correspond au gradient de température adimensionné à la paroi :

$$Nu = \frac{\partial \theta}{\partial Y} \times \frac{H_{bloc}}{L} \quad (1)$$

Pour calculer ce gradient, le thermocouple est éloigné de la paroi par pas de  $100 \mu\text{m}$  jusqu'à une distance maximale de  $800 \mu\text{m}$ . A chaque incrément, une acquisition (fréquence = 40 Hz, temps d'acquisition = 10 minutes) est effectuée. La distance maximale à la paroi permet de rester dans la zone linéaire des profils de températures. Le nombre de Nusselt est alors déterminé avec la pente des profils de températures sur au moins 5 points (au maximum 8). Le coefficient de corrélation limite choisi permettant de valider le nombre de Nusselt est  $R^2 > 0,995$ .

### 3. Résultats

#### 3.1. De la dynamique vers la thermique

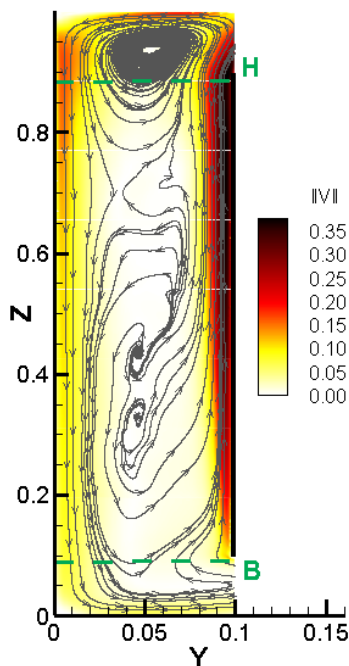


Figure 5 : Champ de la norme de vitesses dans le canal chauffé

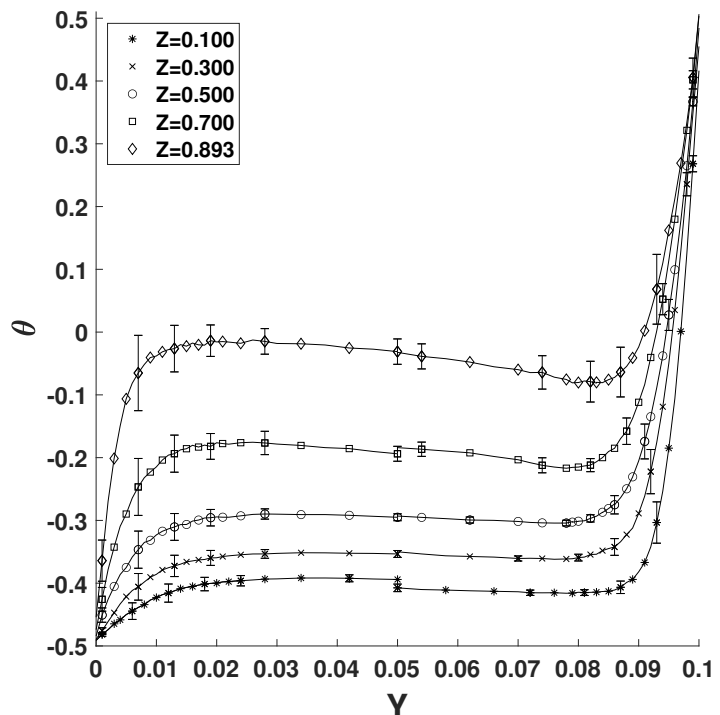


Figure 6 : Profils horizontaux de température dans le canal chauffé

Comme observé dans une étude précédente [7] et sur le champ de la norme de vitesse représenté figure 5, l'écoulement est ascendant le long de la paroi chaude à  $T_c$  et une couche limite dynamique s'y développe. Dans la zone comprise entre  $Z = 0,9$  et  $Z = 1$  (zone H sur la figure 5), cet écoulement se scinde en deux parties. Une des parties de l'écoulement se dirige vers le canal horizontal supérieur tandis que l'autre partie se dirige vers la paroi à  $T_f$ . On observe par ailleurs un écoulement de couche limite descendant le long de cette paroi. Enfin, une partie de l'écoulement arrivé au bas du canal vertical dans la zone comprise entre  $Z = 0$  et  $Z = 0,1$  (zone B sur la figure 5) se dirige vers le canal horizontal inférieur tandis que l'autre partie de cet écoulement ainsi que l'écoulement contraire provenant du canal horizontal inférieur alimentent l'écoulement de couche limite ascendant. Les détails de cette étude peuvent être trouvés dans [7]. Les trajectoires matérialisées sur la figure 5 laissent apparaître une faible interaction entre les couches limites montante et descendante dans le canal vertical différentiellement chauffé. Les profils de températures (Fig. 6) montrent le développement de couches limites thermiques

le long des parois chaude et froide. On remarque qu'elles sont séparées par une zone centrale aux vitesses très proches de 0. Cette zone est stratifiée en température. On observe ainsi une augmentation de la température au cœur du canal vertical chauffé lorsque  $Z$  croit. Le profil vertical de températures au centre du canal vertical chauffé ( $Y = 0,05$ ) a été tracé figure 7. Dans une cavité différentiellement chauffée, on observe une stratification en température au cœur de la cavité ([8, 9]). Pour la moitié inférieur du canal vertical, on obtient le paramètre de stratification  $S = \left. \frac{\partial \theta}{\partial Z} \right|_{Y=0,05} = 0,29$  (jusqu'à environ  $Z = 0,5$ ) qui caractérise le gradient vertical de température dans la zone de variation linéaire de la température. Cette valeur s'avère être plus faible que celles généralement observées en cavités différentiellement chauffées [8]. En effet, ici, une partie de la quantité d'air chaud transportée se dirige vers le canal horizontal supérieur plutôt que vers la paroi à température  $T_f$  comme c'est le cas dans une cavité fermée. Il en résulte une augmentation de la température moins importante au centre du canal lorsque  $Z$  augmente. Le gradient vertical de température augmente sensiblement passant de  $\frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0,31$  pour  $Z \in [0,2; 0,5]$  à  $\frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0,7$  pour  $Z \in [0,5; 0,8]$ . Cette augmentation traduit une perturbation de la stratification par la cellule de recirculation observée pour  $Z > 0,6$  (Fig. 5). On remarque également une augmentation des fluctuations de température, quantifiées par  $\sigma_\theta$ , dans la zone centrale de la cavité à partir de  $Z = 0,7$  (Figs. 6 & 7). Elle est due à une agitation croissante de l'écoulement au cœur. A partir de  $Z = 0,8$ , on observe un gradient de température vertical moins important lié à l'écoulement de la cellule de recirculation centrale (zone H Fig. 5). En effet, cet écoulement s'est refroidi au contact de la plaque froide avant de se diriger de nouveau vers le centre du canal.

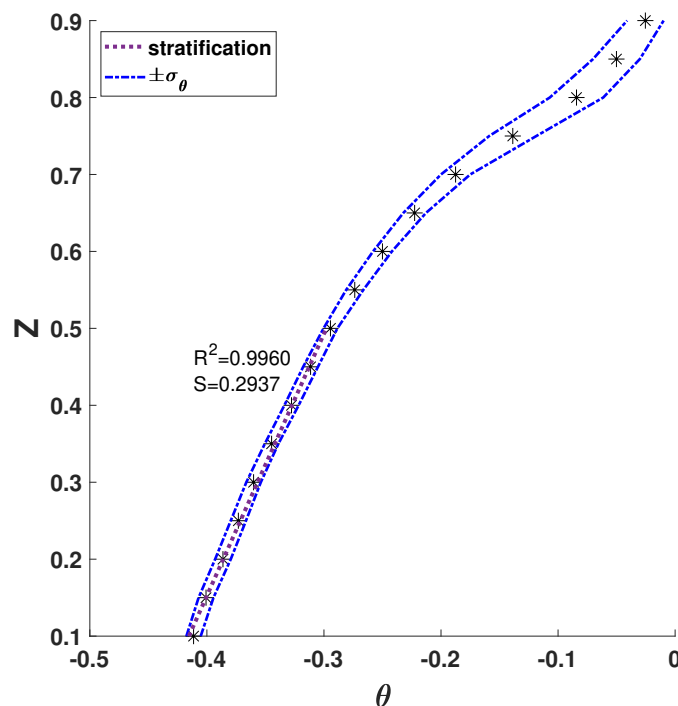


Figure 7 : Profil vertical de température à  $X = 0,5$

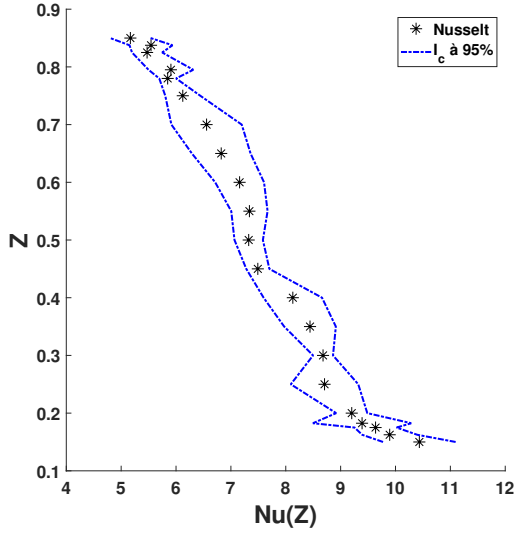


Figure 8 : nombre de Nusselt sur la paroi isotherme à  $T = T_c$

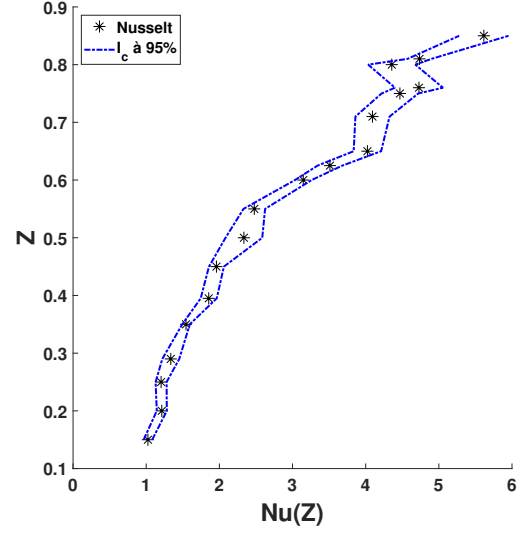


Figure 9 : nombre de Nusselt sur la paroi isotherme à  $T = T_f$

### 3.2. Transferts de chaleur

Pour étudier les échanges de chaleur au sein de la cavité, des nombres de Nusselt ont été tracés le long des parois chaude et froide. L'intervalle de confiance à 95% a été calculé avec la loi de student (pour  $n = 5$ ) [10] :

$$Nu - t_{0.025, n-2} \sqrt{\frac{\hat{\sigma}^2}{D_{xx}}} \leq Nu \leq Nu + t_{0.025, n-2} \sqrt{\frac{\hat{\sigma}^2}{D_{xx}}} \quad (2)$$

avec  $D_{xx} = \frac{1}{H_{bloc}^2} \sum_i (Y_i - \bar{Y})^2$  ;  $\hat{\sigma}^2 = \frac{1}{n-2} \sum_i (\theta_i - \hat{\theta}_i)^2$

Sur la paroi chaude (Fig. 8), le nombre de Nusselt est strictement décroissant entre  $Z = 0,15$  et  $Z = 0,75$  quand  $Z$  croît. En effet, la couche limite ascendante s'épaissit et l'écoulement se réchauffe. En conséquence, l'écart de température entre la paroi chaude et l'écoulement diminue entraînant une diminution des échanges thermiques avec la paroi. La zone inférieure à  $Z = 0,2$  subit une variation du nombre de Nusselt plus importante. En effet, l'écoulement froid retour provenant du canal horizontal inférieur rencontre la paroi chaude sur son bord d'attaque à  $Z = 0,1$ . Dès lors, l'écart de température entre la paroi et l'écoulement augmente très fortement dans cette zone entraînant l'augmentation des échanges thermiques. Les fluctuations du nombre de Nusselt indiquent des perturbations au sein de la couche limite ascendante qui se détache de la plaque chaude à  $Z = 0,9$ . Ces perturbations peuvent provenir de l'écoulement refroidi de la cellule de recirculation déjà évoquée dans la partie précédente.

A l'inverse, les nombres de Nusselt sur la paroi froide à  $T_f$  croissent avec  $Z$  (Fig. 9). En effet, l'écoulement étant plus chaud à mesure que l'on s'élève dans le canal, la différence de température entre la plaque froide et l'écoulement augmente et entraîne dès lors une augmentation des transferts thermiques. Cette croissance s'accroît vers  $Z = 0,55$  avec une augmentation du gradient vertical du nombre de Nusselt passant de  $\frac{\partial Nu}{\partial Z} = 4,0$  pour  $Z \in [0,4; 0,55]$  à  $\frac{\partial Nu}{\partial Z} = 10,1$  pour  $Z \in [0,55; 0,7]$ . Cette augmentation s'explique par l'écoulement de la cellule de recirculation haute observée pour  $Z > 0,6$ . Au delà de  $Z = 0,7$  et à l'instar de la paroi

chaude, l'évolution des nombres de Nusselt est liée à cette même cellule de recirculation venant perturber les échanges thermiques. Enfin, en comparant l'évolution des transferts sur les deux parois, on remarque que la différence des nombres de Nusselt pris aux extrémités de la plaque chaude ( $Nu(Z = 0,9) - Nu(Z = 0,1)$ ) est sensiblement équivalente ( $\simeq 5$ ).

## 4. Conclusion

Cette étude des aspects thermiques en complément de l'étude dynamique précédente a permis de comprendre les mécanismes globaux des écoulements au sein du canal chauffé. Des écoulements de couches limites séparées ont été mis en évidence. La température croît avec  $Z$  dans la zone centrale ; linéairement pour  $Z \leq 0,5$  puis non-linéairement pour  $Z > 0,5$ . Cette séparation progressive au sein du canal indique une augmentation des perturbations dans sa partie supérieure notamment marquée par une zone de recirculation haute. Les transferts de chaleur ont également été étudiés sur les parois chaude et froide du canal vertical par le biais du nombre de Nusselt. Ces derniers sont perturbés dans la moitié supérieure du canal chauffé. Le régime stationnaire étudié ici peut servir de référence pour la validation de simulations numériques.

## Références

- [1] J.M. House, C. Beckermann, T.F. Smith, Effect of a Centered Conducting Body on Natural Convection Heat Transfer in an Enclosure, *Numer. Heat Transfer*, 18 (1990) 213-225.
- [2] M.Y. Ha, M.J. Jung, A numerical study on three-dimensional conjugate heat transfer of natural convection and conduction in a differentially heated cubic enclosure with a heat-generating cubic conducting body, *Int. J. Heat and Mass transfer*, 43 (2000) 4229-4248.
- [3] M. Yang, W.Q. Tao, Three-Dimensional Natural Convection in an Enclosure With an Internal Isolated Vertical Plate, *J. Heat Transfer*, 117 (1995) 619-625.
- [4] F. Sebilliau, R. Issa, S. Lardeau, S.P. Walker, Direct Numerical Simulation of an air-filled differentially heated square cavity with Rayleigh numbers up to  $10^{11}$ , *Int. J. Heat and Mass transfer*, 123 (2018) 297-319.
- [5] F.X. Trias, M. Soria, A. Oliva, C.D. Pérez-Segarra, Direct numerical simulations of two- and three-dimensional turbulent natural convection flows in a differentially heated cavity of aspect ratio 4, *J. Fluid Mech.*, 586 (2007) 259-293.
- [6] D. Saury, N. Rouger, F. Djanna, F. Penot, Natural convection in an air-filled cavity : Experimental results at large Rayleigh numbers, *Int. J. Heat and Mass transfer*, 38 (2011) 679-687
- [7] A. Weppe, F. Moreau, D. Saury, Etude expérimentale de la dynamique d'un écoulement dans une cavité cubique comprenant un bloc partiellement chauffé, *Congrès français de thermique*. (Belfort, 9th-12th june, 2020).
- [8] P. Belleoud, Etude de la convection naturelle turbulente en cavité verticale différenciellement chauffée : Analyse des structures et des transferts turbulents, ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2016.
- [9] P. Belleoud, D. Saury, D. Lemonnier, Coupled velocity and temperature measurements in an air-filled differentially heated cavity at  $Ra = 1.2 \times 10^{11}$ , *Int. J. Thermal Sciences*, 123 (2018) 151-161.
- [10] <http://www.biostat.jhsph.edu/~iruczins/teaching/390.672/notes/notes.class6.pdf> (site consulté le 25/01/2021).

## Remerciements

Les auteurs remercient l'ANR pour le financement du projet MONACO 2025 ; les programmes CPER (2015-2020) et FEDER (2014-2020) ; ainsi que le personnel d'appui qui a participé à la mise en place de ce dispositif expérimental, en particulier H. Arlaud, C. Fuentes, J.-C. Fraudeau, M. Caron et N. Papin.