

# Étude expérimentale de la convection naturelle dans un canal vertical en eau

Christophe DAVERAT<sup>1,2\*</sup>, Hervé PABIOU<sup>1,2</sup>, Hassan BOUIA<sup>3</sup>, Shihe XIN<sup>1,2</sup>, Christophe MÉNÉZO<sup>4,2</sup>

<sup>1</sup> Université de Lyon, CNRS

<sup>2</sup> INSA-Lyon, CETHIL, UMR5008, F-69621, Villeurbanne, France

<sup>3</sup> Enerbat, EDF R&D, Les Renardières, 77818 Moret sur Loing

<sup>4</sup> LOCIE UMR5271, Polytech'Annecy-Chambéry/Université de Savoie, INES, Campus scientifique Savoie Technolac, 73376, Le Bourget-Du-Lac Cedex, France

\* (auteur correspondant : christophe.daverat@insa-lyon.fr)

**Résumé** – Un dispositif expérimental en eau dédié à l'étude de la convection naturelle dans un canal vertical ouvert et chauffé sur les parois est présenté. La caractérisation du banc montre qu'en régime établi, les conditions aux limites thermiques à flux imposé sont relativement bien approchées. Les premières mesures de vitesse et de température sont présentées. En particulier des profils de vitesse en entrée et en sortie de canal montrent les potentialités de l'expérience pour fournir des données de référence pour les codes de calcul.

## 1. Introduction

Le développement à grande échelle de l'énergie solaire photovoltaïque (PV) passe par l'intégration de surfaces PV aux bâtiments, ce qui nécessite une maîtrise du comportement de ces installations. Or le rendement électrique d'une cellule en silicium cristallin (grande majorité du marché) chute en moyenne de 0,5% relativement à sa valeur nominale pour une augmentation d'un degré Celsius. Par conséquent, une bonne connaissance des conditions de fonctionnement et la maîtrise des phénomènes favorisant le rafraîchissement des systèmes PV est indispensable. Dans les configurations d'intégration en double-peau, une lame d'air située entre l'enveloppe primaire du bâtiment et la façade PV permet une ventilation par convection naturelle et assure le rafraîchissement des cellules. La compréhension de l'écoulement au sein d'une telle lame d'air qui, pour une intégration en façade, s'apparente à un canal vertical, est donc essentielle à la maîtrise thermique de ce type d'installation.

De nombreux travaux ont porté sur une modélisation du comportement dynamique et thermique de ce type de système pour des applications telles que les séchoirs solaires, les murs Trombe et plus récemment les façades double-peaux ([1], [2]). En ce qui concerne des études au niveau des phénomènes physiques sur des canaux verticaux, les premiers à traiter de ce sujet sont d'une part Elenbaas en 1942 [3] pour un travail expérimental dans un canal d'air avec des parois à température constante, et Bodoia et Osterle [4] d'autre part qui présentent la première étude numérique sur le sujet. En 1972, Aung [5] propose une solution analytique du problème pour des cas de température et de flux imposé en paroi. Plus récemment, la convection naturelle turbulente dans un canal d'air a été étudiée en utilisant notamment un système de vélocimétrie laser Doppler (LDV) pour valider des simulations [6]. La plupart de ces études, montrent deux points-clés qu'il est nécessaire d'approfondir : une meilleure connaissance et prise en compte de la part radiative des transferts de chaleur et d'autre part, le besoin de données expérimentales de référence pour valider les études numériques.

Dans cette étude, nous présentons un dispositif expérimental original permettant d'observer finement les interactions entre la dynamique et la thermique d'un écoulement de convection naturelle en canal vertical. L'originalité de ce dispositif provient de l'utilisation de

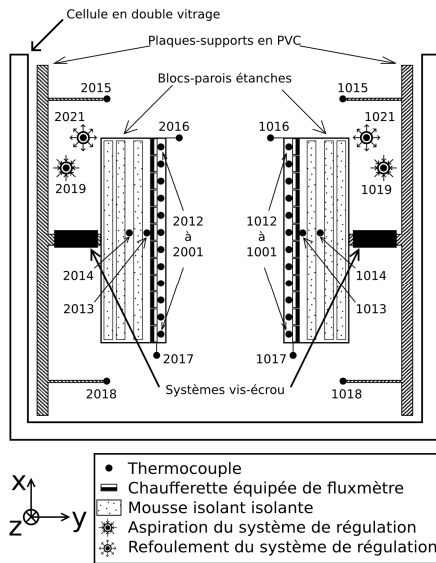


Figure 1 : Schéma (pas à l'échelle) du canal et disposition des capteurs. Tous les capteurs sont situés dans le plan de symétrie x-y.

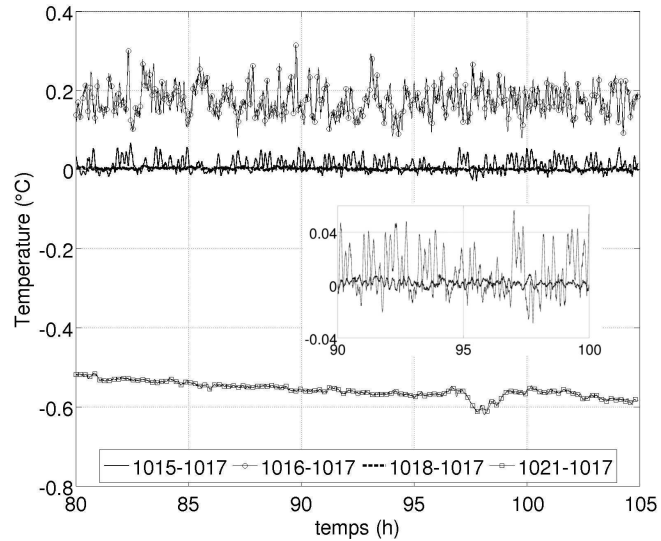


Figure 2 : Évolution des températures dans l'eau par rapport à la température en entrée de canal pour une puissance électrique de 45W sur les deux parois. L'encart est un zoom sur les températures en haut et en bas de la cellule.

l'eau comme fluide, ce qui permet de supprimer les transferts radiatifs entre parois. Cette expérience a été dimensionnée par analogie à un canal en air présent au laboratoire afin de bien comprendre, par comparaison des deux, l'influence des transferts radiatifs. La difficulté de réalisation d'un tel dispositif est principalement liée à la réalisation d'une condition aux limites thermiques à flux imposé. En effet, un compromis est à trouver entre une finesse de la paroi nécessaire pour éviter la conduction et la rigidité de celle-ci nécessaire pour assurer les qualités géométriques et l'étanchéité. De plus, un soin particulier a été apporté pour contrôler au mieux la géométrie du canal ainsi que la température à l'extérieur de celui-ci.

Cet article présente en détail le dispositif expérimental ainsi que sa caractérisation (conditions aux limites et temps d'établissement). Les premiers résultats sur les vitesses et les températures présentés ne sont que la toute première étape de l'exploitation du banc.

## 2. Description du dispositif expérimental

Le banc d'essai, schématisé sur la figure 1, est un canal vertical de dimensions internes 65,3 cm de haut (selon x sur la figure), 23 cm de profondeur (selon z) et d'écartement variable (de 0 à 14 cm selon y) disposé dans une cellule d'eau de dimensions internes 150x60x23 cm selon respectivement x, y et z. Les deux grandes parois du canal sont formées par deux blocs étanches contenant des chauffeuses électriques et les parois latérales sont les parois en double-vitrage de la cellule en eau. Les 160 litres d'eau distillée contenue dans la cellule sont maintenus à température constante grâce à un système de régulation. Les blocs-parois sont maintenus à deux plaques en PVC qui reposent au fond de la cellule, à l'aide d'un système vis-écrou (cf. fig. 1). Ce système permet de régler l'écartement du canal.

Les parois du canal sont des plaques en acier inoxydable de 1,5 mm d'épaisseur qui sont collées au bloc-paroi pour éviter toute aspérité sur la surface en contact avec l'eau. Le contrôle de la température de l'eau à l'extérieur du canal est effectué par un système de régulation symétrique composé d'une pompe de circulation qui prélève de l'eau directement dans la cellule et la fait circuler dans deux échangeurs coaxiaux contre-courant avant de la réinjecter. La régulation au niveau des échangeurs est réalisée par un bain thermostaté de 1,6

kW. L'aspiration et le refoulement situés derrière les parois vers la sortie du canal (cf. figure 1), se font au travers de diffuseurs en PVC afin de minimiser les perturbations et d'assurer une régulation relativement uniforme selon z.

Pour s'approcher au mieux de la condition de flux imposé, chaque paroi est chauffée au moyen de 12 chaufferettes identiques branchées en parallèle de dimension 5x20 cm selon x et z. La résistivité de l'alliage utilisé (Constantan) varie peu avec la température, ce qui assure un chauffage uniforme sur toute la hauteur du canal. Afin de limiter la conduction de la chaleur dans la paroi entre deux zones chauffées, 11 rainures de  $1 \times 1 \times 210 \text{ mm}^3$  (selon x, y, z) ont été usinées dans la plaque en acier inoxydable dans la face située à l'intérieur des blocs. Enfin, les blocs paroi sont remplis de mousse silicone isolante pour éviter les pertes de chaleur au dos des chaufferettes et contrôler au mieux le flux injecté dans le canal.

Le banc d'essai est équipé de 64 capteurs (cf. figure 1) : 24 fluxmètres et 40 thermocouples de  $125 \mu\text{m}$  de diamètre. Un capteur de flux de la société Captec est collé au dos de chaque chaufferette et mesure les pertes de chaleur dans l'isolant des blocs paroi. Les 24 fluxmètres ont été étalonnés à  $50 \text{ W.m}^{-2}$  sur un banc fabriqué au CETHIL [7] et l'incertitude sur la mesure de flux est de 1,2%. Sur le banc d'essai, les fluxmètres mesurent les pertes de chaleur dans l'isolant, qui sont, pour un flux injecté de  $190 \text{ W.m}^{-2}$ , de l'ordre de  $4 \text{ W.m}^{-2}$ . L'incertitude sur le flux injecté dans le canal est donc de l'ordre de  $\pm 48 \text{ mW.m}^{-2}$ , soit 0,025%. Les 40 thermocouples, étalonnés au laboratoire, mesurent la température avec une incertitude de  $\pm 0,05 \text{ }^\circ\text{C}$ . Leur répartition est donnée sur la figure 1.

Les thermocouples mesurant la température des parois du canal sont insérés dans les plaques en acier au niveau du centre de chaque chaufferette et sont séparés de l'eau par une épaisseur de 0,5 mm de tôle. Les vitesses sont mesurées à l'aide d'un système de LDV à deux composantes associé à un système de déplacement permettant de balayer l'écoulement sur toute sa hauteur et sur 25 cm selon y.

### 3. Caractérisation du banc d'essai

Deux caractéristiques du dispositif expérimental sont exposées ici : la maîtrise de la température dans la cellule et des conditions aux limites en paroi (flux imposé uniforme).

La figure 2 présente l'évolution des températures mesurées par les thermocouples placés dans l'eau auxquelles ont été retranchée la température à l'entrée du canal ( $T_{\text{entrée}} = 25^\circ\text{C}$ ). Ces courbes montrent que la température en haut et en bas de la cellule est la même que celle en entrée du canal ; les variations de températures sont de l'ordre de  $0,06^\circ\text{C}$ , soit l'incertitude de mesure des thermocouples. La température de la cellule est donc bien homogène. Les températures mesurées par les thermocouples 1016 et 1021 sont différentes car elles correspondent respectivement à la température de l'eau en sortie de canal, qui est chauffée par les parois, et à la température de refoulement du système de régulation, qui est chargé de refroidir l'eau de la cellule.

Sur la figure 3 sont présentés les flux moyens mesurés le long de chaque paroi. Elle montre que toutes les chaufferettes imposent un flux différent (1% de variation environ) ; ceci est dû aux différences entre les résistances électriques de chacune. De plus, les deux séries de 12 chaufferettes ayant été réalisées en deux fois, on observe une différence de flux entre les deux parois. Ce problème sera réglé par la suite par l'ajout d'une résistance en série sur les 12 chaufferettes de la paroi droite, pour dissiper le surplus de puissance.

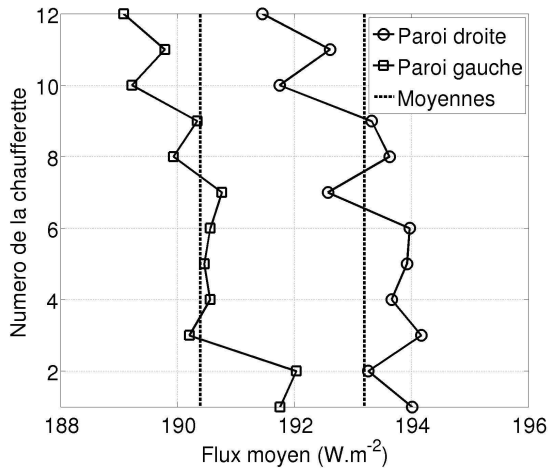


Figure 3 : Flux de chaleur moyens (sur 10h) injectés dans le canal le long des deux parois. La puissance électrique est de 45W.

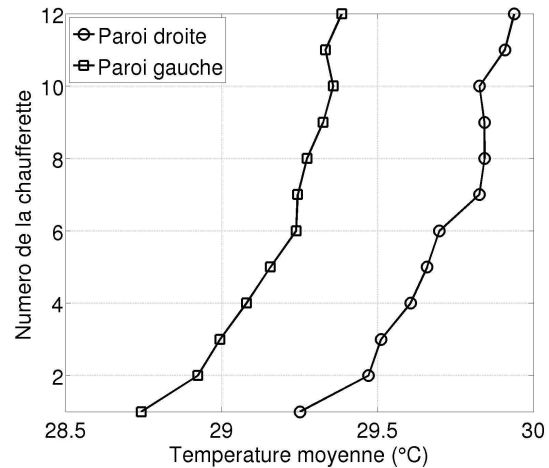


Figure 4 : Température moyenne le long des deux parois. Les mesures sont faites au niveau du centre de chaque chaufferette.

#### 4. Résultats

Les premiers résultats ont été obtenus avec un canal de largeur  $b = 48 \pm 1,5$  mm (rapport de forme hauteur/largeur = 13,6) en configuration de chauffage uniforme symétrique et une puissance de chauffage de 45 W, soit un flux  $q = 190 \text{ W.m}^{-2}$ . Dans ces conditions, et en considérant les propriétés thermophysiques à  $25^\circ\text{C}$ , les paramètres de contrôle que sont les nombres de Prandtl et de Rayleigh (basé sur  $b$  et  $q$ ) valent respectivement 6,1 et  $3,2 \cdot 10^7$ . Les résultats présentés ici correspondent à des nombres de Nusselt (basés sur  $b$ ,  $q$  et l'écart de température pariétale entrée-sortie) et de Reynolds (basé sur  $b$ ) de 12 et 320, valeurs issues des mesures de température et de vitesse moyenne. Ces résultats sont conformes à ceux de la littérature dont [8]. La figure 4 présente les profils de température moyenne en paroi mesurée au niveau du centre de chaque chaufferette ; ces moyennes ont été faites sur 10 h. Ces profils sont assez proches des profils retrouvés classiquement dans la littérature pour des conditions de flux imposé. Ils montrent que la température en paroi est non uniforme malgré l'utilisation d'une plaque de conductivité thermique environ 20 fois supérieure à celle de l'eau, et d'épaisseur non négligeable. Ceci est obtenu grâce aux rainures réalisées entre chaque zone chauffées. Cependant, une seule mesure de température est disponible par chaufferette. Les deux profils ne sont pas identiques car le banc d'essai n'est pas encore parfaitement symétrique.

La figure 5 présente l'acquisition, sur une longue durée, de la vitesse verticale en un point en entrée de canal. Cette figure montre des fluctuations de vitesse assez importantes (écart-type de l'ordre de  $0,3 \text{ mm.s}^{-1}$ ) bien que la puissance injectée soit assez faible (45 W) et que la mesure soit faite en entrée (supposée plus calme qu'en sortie). Plusieurs hypothèses sont avancées : ces fluctuations pourraient être dues à des mouvements 3D dont seule une projection plane est mesurée ; des fluctuations en sortie pourraient aussi ne pas être atténuées dans le mouvement à l'arrière des parois et être transportées vers l'entrée. Par ailleurs, d'autres raisons sont possibles : présence de particules lourdes (poussières, agrégats) qui monteraient et descendraient dans le canal à la manière d'un lit fluidisé ; mouvement du volume de mesure et/ou variation de l'interfrange dû à la variation d'indice de réfraction sur le trajet des faisceaux laser. La mesure de vitesses instantanées nécessite donc des approfondissements, et ces fluctuations seront supposées ici aléatoires et donc sans impact sur les valeurs moyennes.

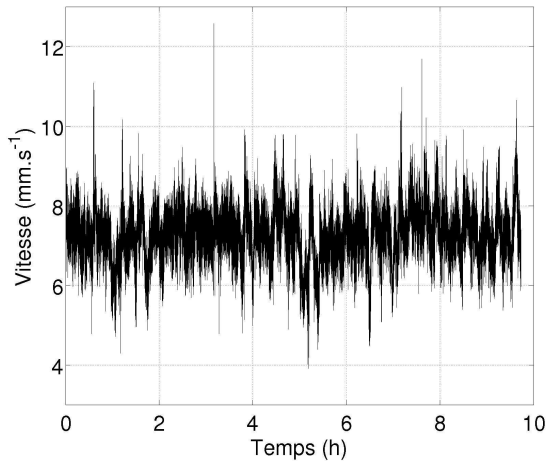


Figure 5 : Mesures de vitesse instantanée en entrée de canal ( $x = 2,5 \text{ cm}$ ,  $y = 16 \text{ mm}$ ).

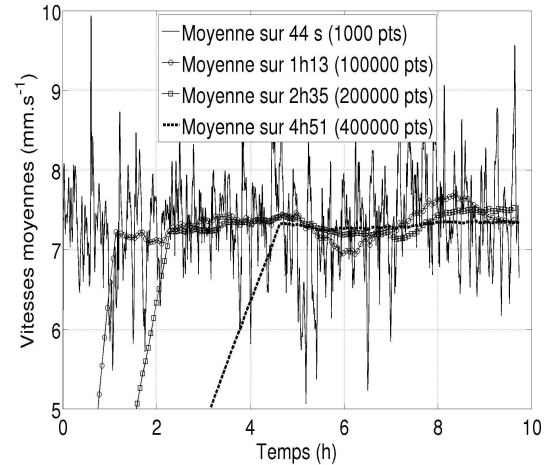


Figure 6 : Moyennes glissantes réalisées sur le signal de la figure 5.

Pour obtenir des valeurs moyennes fiables des moyennes glissantes sur des durées de 44 s, 1h13, 2h35 et 4h51 sont réalisées sur les mesures instantanées (figure 6). La partie croissante des courbes de 0 à N minutes n'est pas à prendre en compte. Ces courbes illustrent le temps nécessaire à l'obtention de moyennes stables. En effet, l'écart-type de la moyenne sur 1h13 fluctue est de  $\pm 0,17 \text{ mm.s}^{-1}$ . Par la suite, des durées d'une demi-heure minimum ont été choisies pour le calcul des moyennes, ce qui implique une incertitude de  $\pm 0,3 \text{ mm.s}^{-1}$ .

Les courbes 7 et 8 présentent respectivement les profils de vitesse dans le canal à 16 mm de l'entrée et à 45 mm de la sortie. Les barres d'erreurs associées à ces points ont été estimées de façons différentes. Pour le profil fait en bas ainsi que pour les points proches des parois sur le profil fait en haut, l'erreur est estimée par rapport aux variations de vitesses observées sur la moyenne glissante faite sur 400000 points, soit  $\pm 0,3 \text{ mm.s}^{-1}$ . Pour les points au centre du canal mesurés en haut, l'erreur a été estimée à partir des écarts entre différentes mesures faites au même point à deux moments différents, soit  $\pm 1 \text{ mm.s}^{-1}$ .

Les mesures de vitesse n'ont pas été faites, en bas, à moins de 2,8 mm de la paroi gauche et 1 mm de la droite car celles-ci sont légèrement inclinées par rapport au plan x-z ne permettant pas au laser d'atteindre la paroi au centre du canal.

Le profil du bas (figure 7) est plat, il correspond bien à l'effet cheminée décrit dans la littérature : aspiration globale sur toute la largeur du canal. En haut du canal on observe bien une diminution de la vitesse au centre et une accélération le long des parois chauffantes avec deux pics de vitesse à  $1 \text{ cm.s}^{-1}$  (fig. 8). Le creux est plus proche de la paroi droite à cause de la légère dissymétrie du banc d'essai (la paroi droite chauffe plus). Le profil du haut montre bien les deux pics de vitesse proches des parois, même si la paroi droite n'a pu être approchée suffisamment pour mesurer la chute de vitesse. Ces premières mesures de vitesse moyenne doivent être améliorées mais sont prometteuses pour fournir des données de référence pour les calculs numériques. Pour la compréhension de la dynamique de l'écoulement, nous devons travailler sur la qualité des mesures de vitesse instantanée.

Les perspectives de ce travail sont d'obtenir des mesures de vitesse et de température dans le canal en deux points très proches. Ceci nous permettra d'une part d'obtenir les profils de température dans le canal et d'autre part nous donnera des informations sur une éventuelle corrélation entre fluctuations de température et fluctuations de vitesse. De plus, les observations seront affinées en proche paroi afin de comprendre le comportement de l'écoulement dans cette zone.

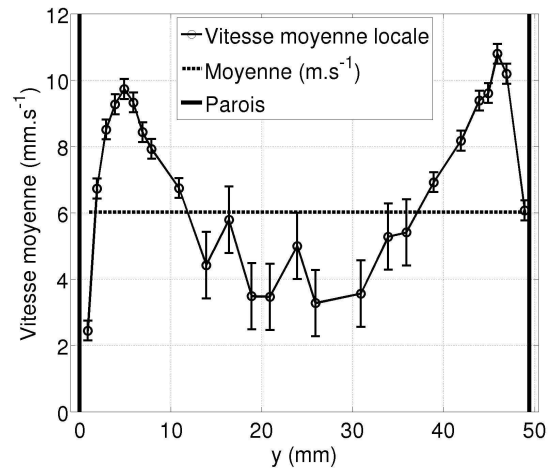
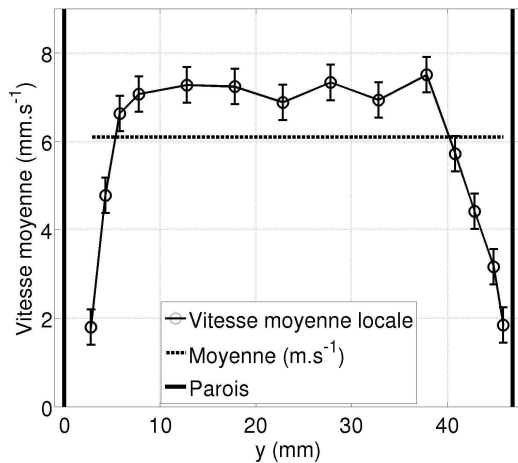


Figure 7 : Profil de vitesse à 45 mm de l'entrée.

Figure 8 : Profil de vitesse à 45 mm de la sortie.

## 5. Conclusion

Un banc d'essai original permettant l'étude de la convection naturelle dans un canal vertical en eau a été développé avec des conditions aux limites thermiques en parois à flux imposé. Ce dispositif expérimental permet l'étude thermique et dynamique de l'écoulement grâce à des fluxmètres, des thermocouples et un système de LDV. Des premiers profils de vitesse et de température moyenne ont été présentés, mais ceux-ci sont à approfondir, notamment avec l'ajout d'un dispositif pour l'obtention simultanée des profils de vitesse et de température.

Ce travail bénéficie du soutien de l'ANR – Projet n°ANR-08-JCJC-0018-01.

## Références

- [1] Guohui Gan. A parametric study of trombe walls for passive cooling of buildings. *Energy and Buildings*, 27 : 37-43, 1998.
- [2] M. Sandberg and B. Moshfegh. Buoyancy-induced air flow in photovoltaic facades. Effect of geometry of their air gap and location of solar cell modules. *Building and Environment*, 37 : 211-218, 2002.
- [3] W. Elenbaas. Heat dissipation of parallel plates by free convection. *Physica IX*, 39(1) : 128, 1942.
- [4] J. R. Bodoia and J. F. Osterle. The development of free convection between heated vertical plates. *Journal of Heat Transfer*, 84 :40-44, 1962.
- [5] W. Aung. Fully developed laminar free convection between vertical plates heated asymmetrically. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 15 :1577-1580, 1972.
- [6] M. A. Habib, S. A. M. Said, S. A. Ahmed, and A. Asghar. Velocity characteristics of turbulent natural convection in symmetrically and asymmetrically heated vertical channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26 : 77-87, 2002.
- [7] Damien David. Étude expérimentale sur la convection naturelle aux abords de matériaux à changement de phase. PhD thesis, INSA de LYON, 2010.
- [8] A. Bar-Cohen, W. M. Rohsenow Thermally Optimum Spacing of Vertical Natural Convection Cooled Parallel Plates. *Journal of Heat Transfer*, 106 : 116-123, 1984.