

# Convection naturelle dans un canal vertical chauffé asymétriquement : stratification thermique externe et écoulements de retour

Y. LI<sup>a</sup>, H. PABIOU<sup>b</sup>, C.MÉNÉZO<sup>c</sup>

a. Université de Lyon, INSA-Lyon, CETHIL, UMR5008, F-69621, Villeurbanne, France,  
& Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie, 20, avenue du Grésillé,  
BP90406, 49004 Angers Cedex 01, France,

yi Qin.li@insa-lyon.fr

b. Université de Lyon, CNRS, CETHIL, UMR5008, F-69621, Villeurbanne, France,  
herve.pabiou@insa-lyon.fr

c. Chaire INSA/EDF, Habitats et Innovations Énergétiques, Lyon, France,  
christophe.menezo@insa-lyon.fr

## Résumé :

*Le refroidissement passif d'une façade double-peau photovoltaïque est étudié expérimentalement par l'analyse de la convection naturelle dans un canal vertical chauffé ouvert dans une cellule en eau. Une paroi est chauffée à une densité de flux de chaleur uniforme, l'autre étant adiabatique. L'étude est réalisée pour un nombre de Rayleigh modifié élevé ( $Ra^* = 2,75 \cdot 10^7$ ). Les mesures de température de la paroi chauffée et de vitesse en sortie du canal par PIV (Particle Image Velocimetry) ont mis en évidence deux états dits "mélangé" et "stratifié" qui sont caractérisés par la position du maximum de température de paroi situé, respectivement, à mi-hauteur et en sortie. Les mesures de vitesse montrent que l'état stratifié est toujours associé à l'existence d'un écoulement de retour. Les trois expériences, réalisées pour différentes stratifications thermiques de la cellule en eau, montrent trois dynamiques différentes de changement d'état.*

## Abstract :

*Passive cooling of a double-skin photovoltaic façade is addressed through the experimental study of a thermally driven flow in an open vertical heated channel in a water tank. One wall is heated with uniform heat flux, the other being adiabatic. The study is carried out for a high modified Rayleigh number ( $Ra^* = 2,75 \cdot 10^7$ ). Measurements of wall temperatures and outlet velocities by Particle Image Velocimetry show the occurrence of two states. These states denoted as "mixed state" and "stratified state" are characterized by the position of the maximum wall temperature that is located at the mid-height and at the exit of the channel, respectively. Velocity measurements have indicated that the stratified state is always associated with the presence of reversal flows. The three experiments which correspond to three different external thermal stratification in the water tank exhibit three different time-evolutions of the shift between the two states.*

## Mots clés : convection naturelle en canal vertical, double-façade photovoltaïque, étude expérimentale, écoulement de retour, stratification thermique

### 1 Introduction

Pour les applications solaires photovoltaïques intégrées aux bâtiments, la surchauffe diminue le rendement des cellules solaires et accélère leurs vieillissement. Dans ce contexte, la configuration d'intégration en double-peau est considérée : les composants photovoltaïques sont séparés de l'enveloppe principale du bâtiment par une lame d'air, constituant une deuxième peau. Dans cette étude, une façade double-peau photovoltaïque est modélisée expérimentalement par un canal vertical ouvert avec une paroi chauffante et situé dans une cellule en eau.

Bien que la convection naturelle dans un canal vertical à flux de chaleur imposé ait été intensivement étudiée dans le passé, peu d'études expérimentales sont menées dans la gamme des grands nombres de Rayleigh. Le nombre de Rayleigh est défini par  $Ra^* = \frac{g\beta q_w b^5}{\lambda\nu\kappa H}$  ; où  $g$  est l'accélération de la gravité,  $q_w$  le flux de chaleur,  $b$  et  $H$  la largeur et la hauteur du canal ;  $\beta$ ,  $\nu$ ,  $\lambda$ , et  $\kappa$  sont respectivement le coefficient de compression isobare du fluide, la viscosité cinématique, la conductivité thermique et la diffusivité thermique du fluide. Dans de nombreuses applications telles que les double-peaux photovoltaïques, le nombre Rayleigh est de l'ordre de ( $10^{10}$ ).

Miyamoto *et al.*[1] ont réalisé une des premières observations pour des nombres de Rayleigh supérieurs à ( $10^5$ ) dans un écoulement de convection naturelle au sein d'un canal vertical en air. Ils ont travaillé sur un canal de 5 m chauffé asymétriquement à flux constant. Les températures de paroi et les vitesses sont mesurées pour différents rapports d'aspect ( $H/b = 100, 50, \text{ et } 25$ ). Ils ont observé un maximum sur le profil de température à une distance entre 1 et 2 m de l'entrée du canal pour un nombre de Rayleigh  $Ra^*$  de  $2 \times 10^4$  à  $2 \times 10^7$ . Ils ont attribué ce maximum à une transition laminaire/turbulent de l'écoulement qui induit une augmentation du coefficient du transfert thermique local grâce à un mélange plus important. Webb *et al.*[2] ont travaillé sur un canal similaire pour un nombre de Rayleigh modifié  $Ra^*$  de  $503$  à  $1.75 \times 10^7$ . Une différence dans la configuration par rapport à celle de Miyamoto *et al.*[1] est que les zones d'entrée et de sortie sont adiabatiques, seule la partie centrale de la paroi est chauffée. Contrairement à Miyamoto *et al.*[1], ils n'ont pas observé d'indication de transition à un écoulement turbulent.

Pour un chauffage asymétrique, la température de paroi peut être influencée par les écoulements de retour à la sortie du canal. Ce phénomène est observé dans plusieurs études. Polidori *et al.*[3] ont illustré l'écoulement de retour par PIV et la tomographie laser pour un canal en eau avec la même configuration que celui de Webb *et al.*[2] à  $Ra^* = 2.2 \times 10^6$  et  $7.6 \times 10^6$ . Dupont *et al.*[4] ont étudié un canal vertical en air de 60 cm. Ils ont proposé une classification de l'écoulement de retour : absence, intermittence et permanence. Le nombre de Rayleigh et le rapport d'aspect sont les deux paramètres qui sont pris en compte pour caractériser l'apparition de l'écoulement de retour et sa nature intermittente ou permanente. Un écoulement de retour intermittent est observé par PIV dans l'étude de Sanvicente *et al.*[5]. L'étude est réalisée pour un canal vertical en air avec un chauffage asymétrique avec  $Ra^* = 3.5 \times 10^6$ . Une zone de recirculation évoluant en temps et en espace est mise en évidence.

### 2 Banc expérimental

L'étude porte sur un canal vertical en eau chauffé sur une seule paroi ( $y/b = 0$ ), l'autre étant adiabatique ( $y/b = 1$ ). Le banc expérimental est celui utilisé dans l'étude de Daverat *et al.*[6], sauf que les parois

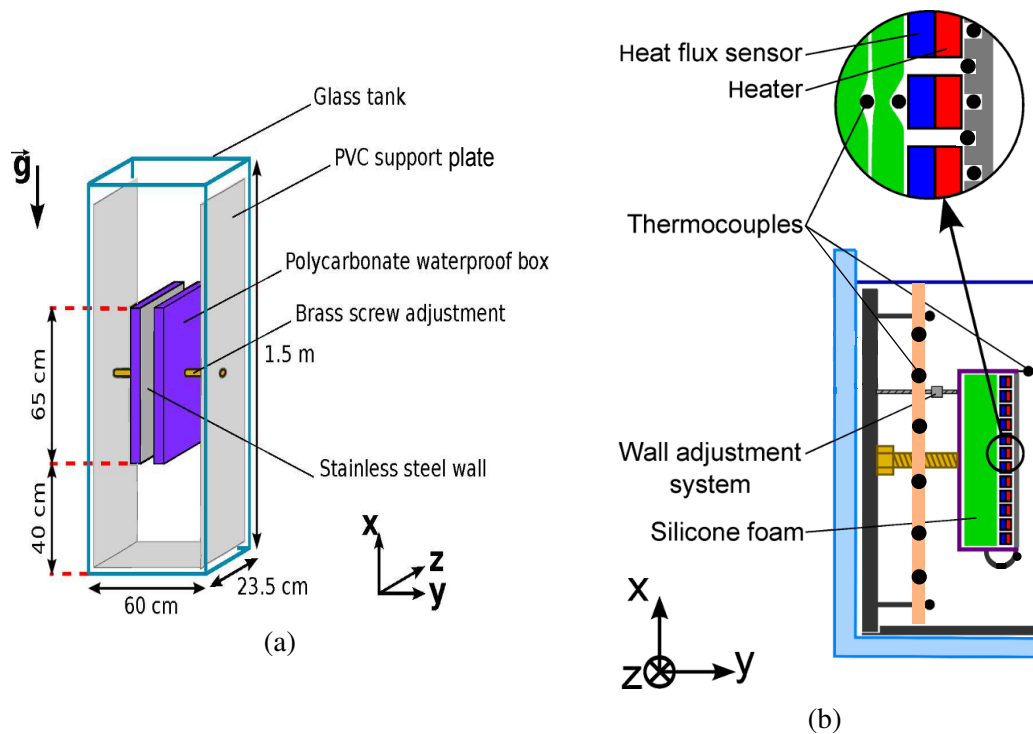


FIGURE 1 – (a) Schéma du dispositif expérimental ; (b) Vue de détail de la moitié gauche du banc. Les marqueurs (●) indiquent les positions des thermocouples. L'isolation thermique de la cellule en verre n'est pas montrée.

chauffées et non chauffées sont respectivement en acier inoxydable et polycarbonate. Le dispositif expérimental et son instrumentation (Fig. 1a) sont déjà décrits et caractérisés en détail dans Daverat et al.[6] et les caractéristiques principales sont résumées ici. Un canal vertical ouvert de 65 cm de hauteur et 4,06 cm de largeur, est immergé dans une cellule d'eau. La hauteur du canal chauffée est  $H = 61,1$  cm. Une des deux parois (acier inoxydable) est chauffée par 12 résistances électriques indépendantes (Fig. 1b), imposant une condition limite de flux uniforme. Le nombre de Rayleigh modifié de  $Ra^* = 2,75 \cdot 10^7$  est atteint, avec un le flux de chaleur constant  $q_w = 3732 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ , toutes les propriétés des fluides étant prises à une référence température de 303,2K (30,0°C). Les pertes de chaleur par les parois latérales (plans  $xOy$ ) sont inférieures à 3% du flux thermique injecté. Ainsi, une condition limite adiabatique est supposée pour les parois latérales du canal. Les températures de paroi sont mesurées au centre de chaque chaufferette et entre les chauffelettes. Les fluxmètres mesurent les pertes de chaleur à l'arrière de chaque dispositif de chauffage (Fig. 1b). Les champs de vitesse sont obtenus par PIV. Les vitesses sont mesurées en sortie du canal dans le plan vertical central  $z/l = 0.5$ . Les températures dans l'eau en dehors du canal sont mesurées derrière chaque paroi à différentes hauteurs pour estimer la stratification thermique externe. Lors de l'expérience, l'eau est refroidie avec un circuit de refroidissement, la consigne du bain thermostaté est réglée à 21°C et le débit de refoulement d'eau froide est réglé par une pompe. L'étude est réalisée pour trois débits de pompe différents : 2.7, 1.8, et 0.9 L/min.

### 3 Résultats

Les mesures analysées dans cette étude sont réalisées dans un régime établi : 50h après la mise en chauffage de la paroi et plus de 10h après chaque changement de débit de pompe du circuit de refroidissement. On choisit d'analyser les mesures pour une durée de 50h pour chaque débit. La figure 2a montre l'évolu-

tion de la température de paroi à la hauteur  $x/H = 0.75$  au cours du temps. La température est donnée par rapport à la température en entrée du canal à  $T_e = 26.9, 27.5,$  et  $30.0^\circ\text{C}$  pour les débits de 2.7, 1.8, et 0.9 L/min respectivement. La figure 2b montre un zoom sur une durée de 5h. Pour le cas du débit élevé (2.7 L/min), on observe une température moyenne de  $12.5^\circ\text{C}$  avec des fluctuations de  $\sim \pm 1.5^\circ\text{C}$ . Sur le zoom, on observe des fluctuations périodiques qui sont confirmées par l'analyse fréquentielle avec une période d'environ  $\sim 6$  min. La température de paroi alterne entre  $\sim 14^\circ\text{C}$  et  $\sim 11^\circ\text{C}$ . Les images PIV montrent une alternance d'écoulement peu fluctuant et fortement fluctuant. Pour le cas du débit intermédiaire (1.8 L/min), on voit apparaître des durées de  $\sim 1$  à 2 h sur lesquels la température fluctue peu et sa moyenne est plus élevée. Les images PIV montrent que cela correspond à un écoulement de retour. Le reste du temps, la température alterne entre  $14^\circ\text{C}$  et  $11^\circ\text{C}$  avec des périodes de  $\sim 6$  min moins marquées que pour le débit de pompe élevé. Pour le cas du faible débit (0.9 L/min), on observe que pour une durée de plus de 20h la température est élevée et les fluctuations sont faibles. Pour une autre durée de  $\sim 20$ h, la température moyenne est plus basse avec des fluctuations moins fortes que pour les autres débits de pompe.

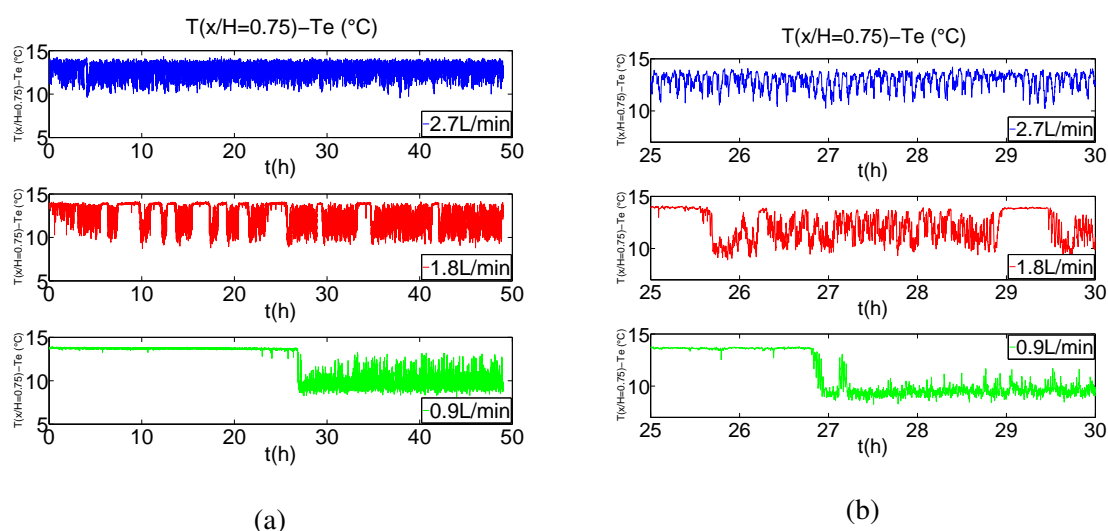


FIGURE 2 – (a)Évolution de la température de paroi chauffée  $T(x/H = 0.75) - T_e$  pour une durée de 50h pour trois débits de pompes différents (b)Zoom sur les heures 25h – 30h

Les figures 3 présentent les histogrammes de température de paroi  $T(x/H = 0.75) - T_e$  sur la durée de 50h pour les trois débits. Pour les cas de 2.7 et 1.8 L/min, les températures fluctuent entre  $11^\circ\text{C}$  et  $14^\circ\text{C}$ . La forte occurrence autour de  $14^\circ\text{C}$  pour le cas de 1.8 L/min correspond à l'état avec la présence de l'écoulement de retour. Pour le cas du faible débit (0.9 L/min), on observe un pic à  $14^\circ\text{C}$  et un autre état avec une température plus basse (entre  $9^\circ\text{C}$  et  $11^\circ\text{C}$ ).

Pour distinguer les deux états observés, on appelle " état mélangé " le régime correspondant aux fluctuations les plus importants et aux températures de paroi les plus basses. Les profils de température de paroi montrent que le maximum de température est atteint aux  $2/3$  du canal environ. L'autre régime dit " stratifié " correspond à des fluctuations plus faibles et des températures de parois qui augmentent de façon monotone jusqu'à la sortie du canal.

Les expériences sont réalisées pour différents débits de pompe du circuit de refroidissement qui jouent en fait sur la stratification thermique en dehors du canal. Le tableau 1 montre les températures moyennes mesurées au-dessous et au-dessus du canal à l'arrière des parois (Fig. 1b). Les températures sont moyennées sur la durée de 50 h. On constate que la diminution du débit conduit à l'augmentation de la stratifi-

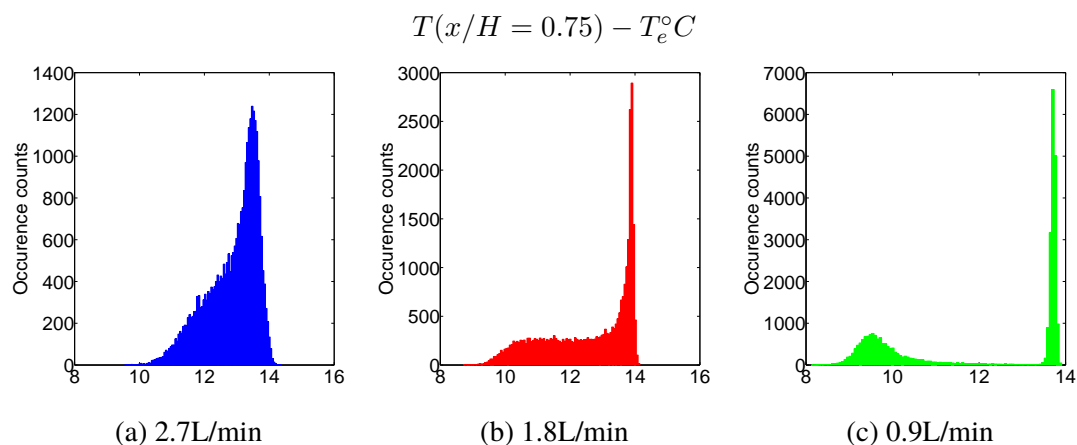


FIGURE 3 – Histogramme de la température à  $T(x/H = 0.75) - T_e$  sur la durée de 50h pour les trois débits (a) Débit = 2.7L/min (b) Débit = 1.8L/min (c) Débit = 0.9L/min.

Débit ( $L/min$ )	2.7	1.8	0.9
$\bar{T}(x/H = 1.33)$ °C	27.0	27.5	31.1
$\bar{T}(x/H = -0.32)$ °C	26.8	26.2	25.6
$\bar{T}(x/H = 1.33) - \bar{T}(x/H = -0.32)$ °C	0.2	1.3	5.5

TABLE 1 – Stratification thermique externe en fonction du débit de la pompe. Les températures sont moyennées sur la durée de 50h.

cation thermique : de 0.2 à 5.5°C sur 100.8 cm. Par conséquent, la stratification externe semble favoriser l'apparition d'un état stratifié caractérisé un profil de température de paroi stratifié. Cependant, l'origine des changements de régime reste à éclaircir. En effet, à ce stade, les mesures de vitesse par PIV montrent que l'état stratifié est caractérisé par l'existence d'un écoulement de retour qui alimente le canal par le haut alors que l'état mélangé est associé à un écoulement globalement ascendant et très fluctuant dans le canal. Ce résultat est montré sur les nombreuses expériences réalisées. Ainsi, la stratification externe et l'existence d'un écoulement de retour semblent être deux facteurs déterminant pour l'apparition des états identifiés. Cependant, il est difficile de contrôler expérimentalement la stratification externe ainsi que les circulations de fluide à l'échelle de la cellule qui peuvent favoriser l'existence d'écoulement de retour. Par conséquent, il est nécessaire d'approfondir l'impact de ces deux phénomènes sur l'apparition des deux états.

## 4 Conclusion

Cette étude montre l'existence de deux états caractérisés par un profil de température de paroi présentant un maximum à mi-hauteur (état mélangé) ou en sortie de canal (état stratifié). Les mesures de vitesse montrent que l'état stratifié est toujours associé à l'existence d'un écoulement de retour alors que pour l'état mélangé, l'écoulement est globalement ascendant et fortement fluctuant en sortie. Pour les trois expériences présentées ici, la stratification thermique externe a un impact sur l'apparition de l'état stratifié. Ainsi, cette étude identifie deux phénomènes liés à l'extérieur du canal ayant un impact sur l'écoulement et les transferts thermiques au sein du canal. D'autres études sont nécessaires pour éclaircir l'impact respectif et les couplages de ces phénomènes dont la compréhension est indispensable pour aller plus loin dans la modélisation des composants solaires naturellement ventilés.

## Références

- [1] M. Miyamoto, Y. Katoh, J. Kurima, and H. Sasaki. Turbulent free convection heat transfer from vertical parallel plates. In Hemisphere, editor, International Heat Transfer Conference, volume 4, pages 1593–1598, 1986.
- [2] B. W. Webb and D. P. Hill. High rayleigh number laminar natural convection in an asymmetrically heated vertical channel. *Journal of Heat Transfer*, 111 :649–656, 1989.
- [3] G. Polidori, S. Fatnassi, R. Ben Madd, S. Fohanno, and F. Beaumont. Early-stage dynamics in the onset of free-convective reversal flow in an open-ended channel asymmetrically heated. *International Journal of Thermal Sciences*, 88 :40–46, 2015.
- [4] F. Dupont, F. Ternat, S. Samot, and R. Blonbou. Two-dimension experimental study of the reverse flow in a free convection channel with active walls differentially heated. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 47 :150–157, 2013.
- [5] Estibaliz Sanvicente, Stéphanie Giroux, Christophe Ménézo, and Hassan Bouia. Transitional natural convection flow and heat transfer in an open channel. *International Journal of Thermal Sciences*, 63 :87–104, 2013.
- [6] C. Daverat, H. Pabiou, C. Ménézo, H. Bouia, and S. Xin. Experimental investigation of turbulent natural convection in a vertical water channel with symmetric heating : Flow and heat transfer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44 :182–193, 2012.