

Transferts thermiques dans des cavités partitionnées soumises à des sollicitations thermiques instationnaires.

Vincent SAMBOU¹, Bérangère LARTIGUE^{1*}, Françoise MONCHOUX¹

¹Laboratoire PHASE (Physique de l'Homme Appliquée à Son Environnement)

Université de Toulouse, Université Paul Sabatier, 118 route de Narbonne – 31062 Toulouse cedex 9

* (auteur correspondant : lartigue@cict.fr)

Résumé - Nous présentons ici une étude des transferts thermiques – conduction, convection et rayonnement – dans une cavité partitionnée soumise à une température constante sur une face et à une température sinusoïdale sur l'autre face verticale. Cette étude montre la prédominance des transferts radiatifs sur ceux convectifs, ainsi que l'existence d'une fréquence de résonance des transferts dans une des alvéoles.

Nomenclature

Am facteur d'amortissement
H hauteur, m
L largeur, m
N nombre de cloisons
Nu nombre de Nusselt
P période, s
T température, K

Symboles grecs

ΔT amplitude de variation de la température, K

ϕ flux de chaleur, W

Indices et exposants

a alvéole

C chaud

F froid

1. Introduction

Les transferts thermiques à travers une cavité partitionnée ont été assez largement étudiés en régime permanent [1], [2]. Cependant, les systèmes réels sont le plus souvent soumis à des sollicitations périodiques. Les études s'intéressant à ce type de conditions aux limites plus réalistes sont moins nombreuses. Kazmierczak et Chinoda [3] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée soumise sur l'une des parois verticales à une température chaude variant sinusoïdalement dans le temps et sur l'autre paroi à une température froide constante. Les auteurs ont analysé les effets de la période et de l'amplitude de la température sinusoïdale sur l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur à travers la paroi froide. Lage et Bejan [4] ont entrepris une étude numérique et analytique de la convection naturelle dans une cavité carrée refroidie sur une des parois verticales par une température constante et chauffée sur la paroi opposée à l'aide d'un flux de chaleur pulsé. Cette étude visait principalement la détermination des combinaisons particulières des paramètres de base qui engendrent un phénomène de résonance au sein de la cavité. Le phénomène de résonance de la convection dans les cavités est un sujet qui a intéressé divers auteurs [5-6]. Toutes ces études concernent des cavités avec des parois infiniment fines.

Aucune des études traitant des transferts instationnaires ne concerne les cavités partitionnées. C'est pourquoi, nous nous proposons dans ce qui suit de traiter ce sujet d'abord de manière expérimentale et ensuite numériquement. Nous prenons en compte le couplage convection-rayonnement dans les alvéoles.

2. Etude expérimentale

2.1. Description

Une maquette en PVC (Fig. 1) représentant une cavité partitionnée a été construite [7]. De dimensions extérieures (hauteur x largeur x profondeur = 0,200 x 0,301 x 0,290 m), la maquette est démontable de façon à pouvoir créer différentes configurations. Chaque cloison est instrumentée de thermocouples de type K placés aux points P₁ à P₅ (Fig. 2).

La maquette est placée dans un mur isolé séparant les deux enceintes d'une chambre climatique. L'enceinte chaude est maintenue à une température constante T_C, tandis que celle de l'enceinte froide notée T_F suit une variation sinusoïdale temporelle du type :

$$T_F(t) = \bar{T}_F + \Delta T_F \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{P} t\right) \quad (1)$$

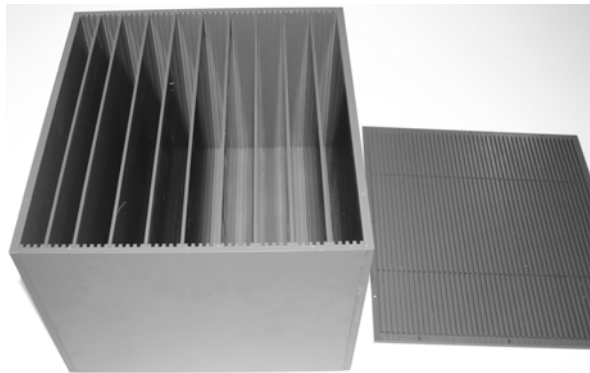


Figure 1 : Maquette expérimentale

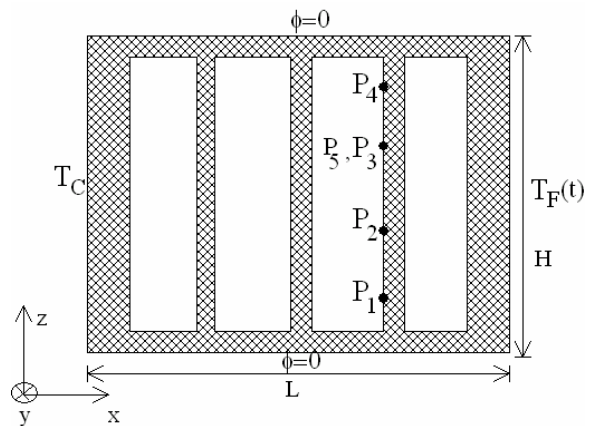


Figure 2 : Cavité partitionnée étudiée

2.2. Analyse des résultats expérimentaux

2.2.1. Analyse des transferts thermiques dans les alvéoles

Nous présentons ici les résultats d'une cavité partitionnée ayant N=3 cloisons avec des parois extérieures verticales de 15 mm et celles horizontales de 8 mm.

Sur la figure 3 nous comparons les températures de 2 points situés sur une ligne horizontale : P₃ au centre de la face et P₅ à 1 cm du bord. Les points sont situés sur la première diagonale et montrent que les températures sont identiques, entraînant que le transfert peut être considéré comme bidimensionnel.

La stratification des températures est mise en évidence par 4 thermocouples positionnés sur la ligne verticale médiane de chaque cloison (Fig. 4). Les valeurs mesurées en ces points P₁ à P₄ montrent une stratification nette, caractéristique du régime convectif dans les alvéoles. Le niveau de stratification mesuré à l'instant (a) est de 7 °C/m tandis qu'il est de 13 °C/m à l'instant (b). A l'instant (c), le niveau de stratification atteint 11 °C/m alors qu'à l'instant (d) il est seulement de 9 °C/m.

Le nombre de Rayleigh dans chaque alvéole calculé à chaque instant est toujours inférieur à 1,5.10⁵, indiquant que le régime de convection est laminaire.

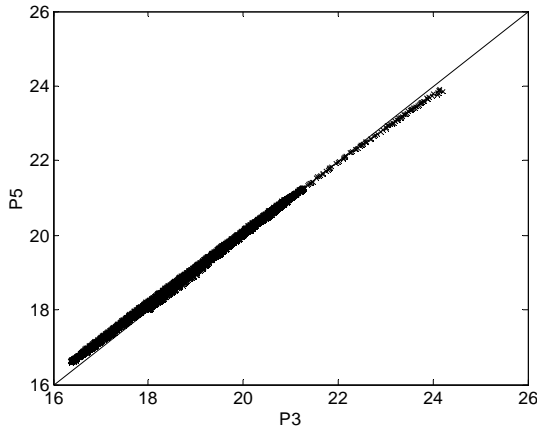


Figure 3 : Absence de la 3^e dimension

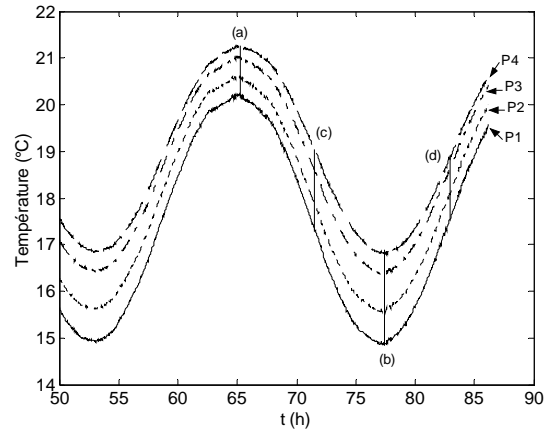


Figure 4 : Stratification des températures

2.2.2. Influence du nombre de cloisons N

Quatre configurations (N=3, 5, 7, 11) d'une cavité partitionnée de parois extérieures de 8 mm avec des cloisons de 3 mm également réparties ont été testées. L'influence du nombre de cloisons sur l'inertie thermique est exprimée en terme de déphasage et de facteur d'amortissement de l'onde thermique.

Le déphasage de l'onde thermique à une position x donnée est le temps qui sépare le maximum de l'excitation (ici la température froide) et le maximum de la réponse à l'excitation (ici la température T(x,t)) à la position x. Ce déphasage mesuré à x=8mm augmente quasi-linéairement avec le nombre de cloisons (Fig. 5).

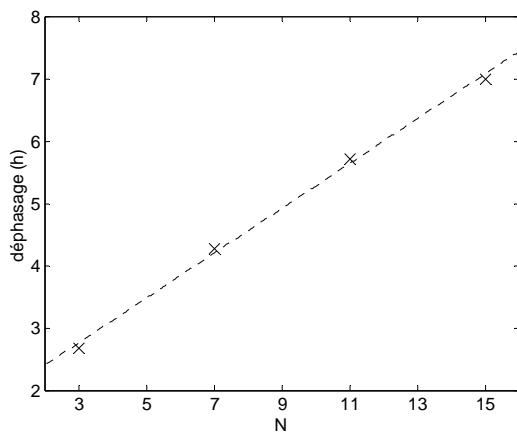


Figure 5 : Variation du déphasage en fonction du nombre de cloisons N

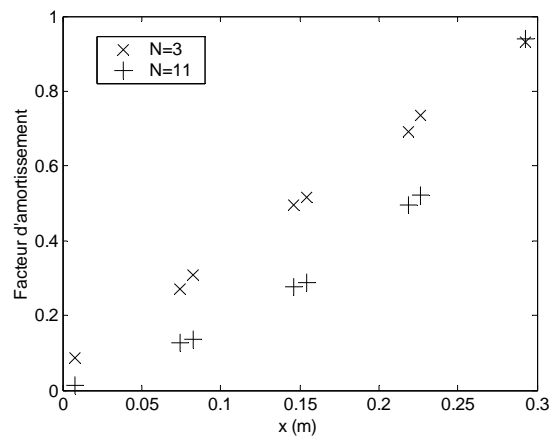


Figure 6 : Variation du facteur d'amortissement en fonction de la position

L'amortissement de l'onde est caractérisé par un facteur noté Am qui est le rapport de l'amplitude de la température à la position x à celle de la température excitatrice, soit :

$$Am(x) = \frac{\Delta T(x)}{\Delta T_F} \quad (2)$$

Le nombre de cloisons modifie la variation du facteur d'amortissement en fonction de la position (Fig. 6). Pour une faible valeur de N, Am(x) est linéaire, attestant que les cloisons présentent la même efficacité dans l'amortissement de l'onde. Lorsque le nombre de cloisons

augmente, la courbe de variation du facteur d'amortissement en fonction de la position montre que les cloisons les plus proches de la condition aux limites variable ont une plus grande efficacité dans l'amortissement de l'onde thermique.

3. Etude numérique

Le caractère bidimensionnel ayant été montré expérimentalement, on se propose d'étudier numériquement une cavité partitionnée à l'aide d'un code CFD (Fluent) en régime variable. La cavité a 3 cloisons d'épaisseur 8 mm, les parois extérieures sont de 15 mm. Les conditions aux limites appliquées sont similaires à celles de l'étude expérimentale : température chaude constante sur une face verticale, température froide sinusoïdale sur l'autre, faces horizontales adiabatiques.

Le transfert conductif dans les parois solides est calculé par l'équation de diffusion thermique ; les équations de conservation sont résolues pour déterminer le transfert convectif dans les alvéoles ; enfin, le flux radiatif aux interfaces est calculé par la méthode des ordonnées discrètes. Un maillage régulier et optimisé a été construit.

Nous définissons les nombres de Nusselt convectif et radiatif locaux avec :

$$Nu_j(z, t) = \frac{\varphi_j(z, t)}{\varphi_{\text{cond}}} \quad \text{avec } j=\text{cv ou rd} \quad (3)$$

où φ_j est le flux conductif de référence est obtenu en régime permanent pour la même cavité avec une différence de température totale égale à $T_c - \bar{T}_F$

Les nombres de Nusselt convectif et radiatif moyens sont calculés à chaque instant par :

$$Nu_j(t) = \frac{1}{H_a} \int_{H_a} Nu_j(z, t) dz \quad \text{avec } j=\text{cv ou rd} \quad (4)$$

où H_a est la hauteur d'une alvéole

3.1. Comparaison des résultats expérimentaux et numériques

Les températures issues de la modélisation numérique 2D prises aux points P_1 à P_4 sont comparées aux températures mesurées aux mêmes points. La différence maximale notée est de 0.5°C [7], ce qui valide le code numérique dont on va analyser les résultats en détail.

3.2. Analyse des résultats numériques

3.2.1. Cas de la période 24 h

La figure 7 présente les nombres de Nusselt convectif et radiatif moyens calculés selon (4). Ces nombres de Nusselt varient périodiquement autour des nombres de Nusselt obtenus au régime permanent. Sur toutes les faces le nombre de Nusselt radiatif est en phase avec le nombre de Nusselt convectif, mais il est nettement supérieur à ce dernier. Les transferts radiatifs sont donc prépondérants dans les alvéoles, mais leur part relative varie au cours de la période, d'un maximum lorsque les valeurs sont élevées à un minimum lorsqu'elles sont plus faibles. Il y a également une légère différence entre les nombres de Nusselt sur les faces froide et chaude d'une alvéole. Cela est dû à la participation aux transferts des parois horizontales qui sont des ponts thermiques. L'amplitude des nombres de Nusselt varie d'une

alvéole à une autre et d'une face d'alvéole à l'autre. Ces variations sont liées au niveau de températures atteint sur les faces des différentes alvéoles.

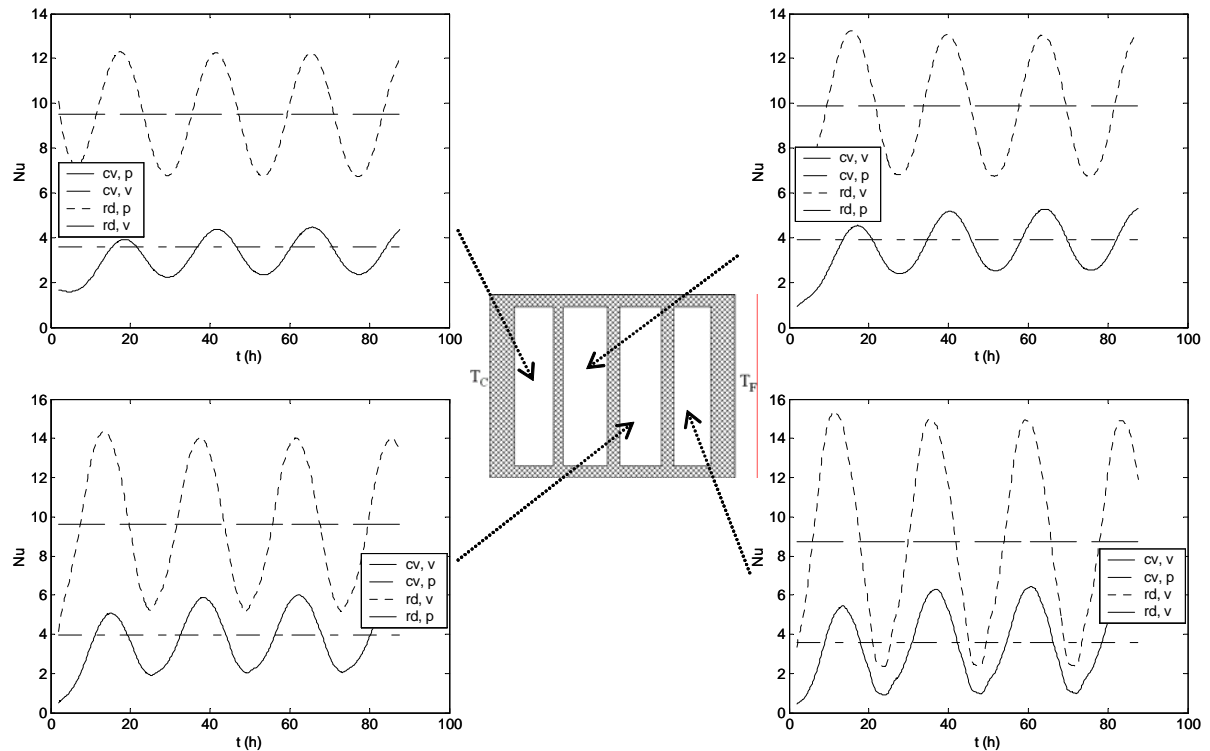


Figure 7 : Variation des nombres de Nusselt en fonction du temps

3.2.2. Influence de la période de la température sinusoïdale

Plusieurs périodes de la température froide ont été testées entre 30 min et 24 h. Nous avons calculé l'amplitude des nombres de Nusselt avec :

$$\text{Amplitude de Nu} = \frac{(\text{Nu}_{\max} - \text{Nu}_{\min})}{2} \quad (5)$$

La figure 8 montre l'évolution de l'amplitude du nombre de Nusselt convectif sur les faces des alvéoles en fonction de la période du signal. Nous constatons que dans la première alvéole, l'amplitude du nombre de Nusselt convectif reste quasiment nulle pour les périodes faibles. L'onde thermique de faible période n'a aucune influence dans cette alvéole. Au-delà d'une certaine fréquence, l'amplitude est une fonction croissante de la période. Nous observons le même comportement dans les alvéoles 2 et 3 ; cependant, le nombre de Nusselt convectif sur la face froide semble atteindre un maximum pour une période de 24 h. Les courbes de variation du nombre de Nusselt convectif sur les faces de la quatrième alvéole (alvéole la plus proche de la face froide de la cavité) présentent un maximum indiquant qu'il existe une période de résonance. La période de résonance n'est pas la même pour la face chaude que pour la face froide de l'alvéole. Elle semble augmenter au fur et à mesure que l'on s'éloigne de la face froide.

L'allure de la variation du nombre de Nusselt radiatif est similaire, seules les valeurs sont différentes (plus élevées).

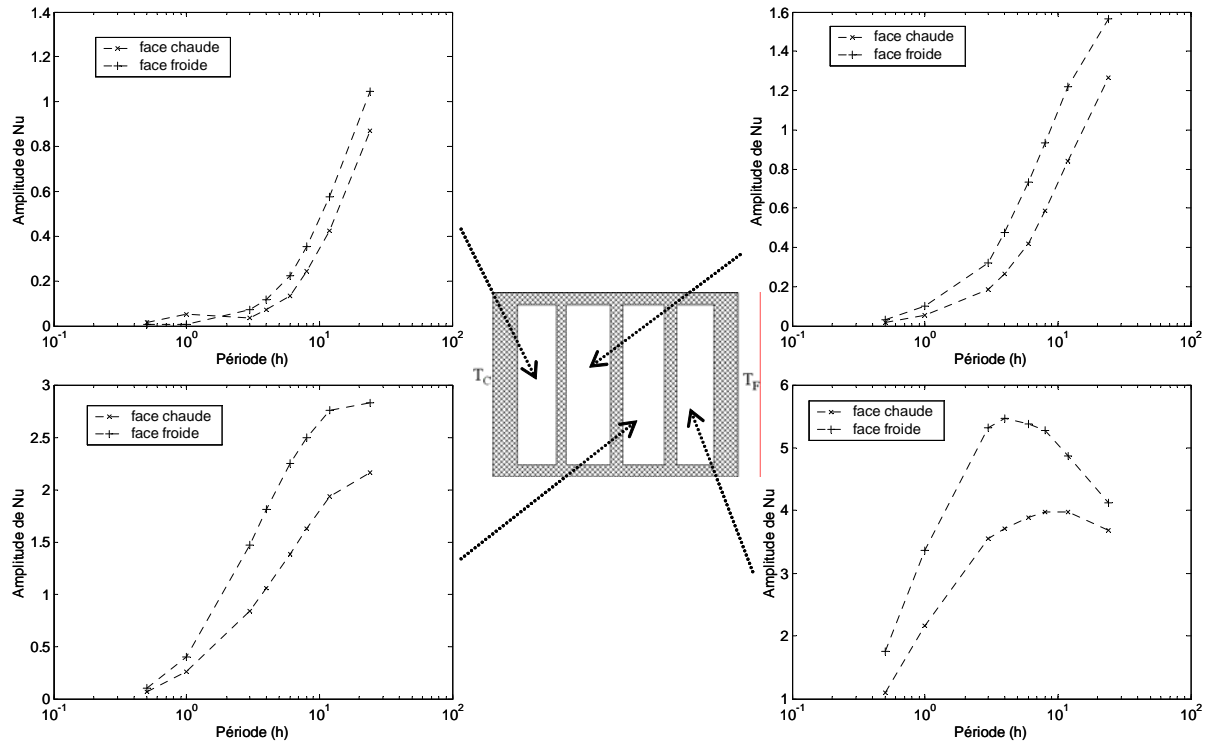


Figure 8 : Variation de l'amplitude du nombre de Nusselt en fonction de la période

4. Conclusion

L'étude menée ici a apporté un certain nombre d'informations qui sont entre autres : la confirmation de la bidimensionnalité des transferts thermiques dans la cavité partitionnée ; la prédominance des transferts radiatifs sur les transferts convectifs dans les alvéoles ; l'influence de la période des variations de la température de la face froide de la cavité ; enfin, l'existence d'une fréquence de résonance à la fois pour le transfert convectif et le transfert radiatif dans l'une des alvéoles. Cette fréquence de résonance dépend de la position par rapport à la face qui subit la fluctuation sinusoïdale.

Références

- [1] Turkoglu H., Yücel N., Natural convection heat transfer in enclosures with conducting multiple partitions and side walls. *Heat Mass Trans.*, 32 (1996), 1-8.
- [2] Sambou V., Lartigue B., Monchoux F., Adj M., Theoretical and experimental study of heat transfer through a vertical partitioned enclosure: application to the optimization of the thermal resistance. *Appl. Ther. Eng.* (in Press), do:10.1016/applthermaleng.2007.05.008 (2007).
- [3] Kazmierczak, M., Chinoda Z., Buoyancy-driven flow in an enclosure heated periodically from the side, *Int. J. Heat Mass Trans.*, 32 (1992) 1507-1518.
- [4] Lage J.I., Bejan A., The resonance of natural convection in an enclosure heated periodically from the side, *Int. J. Heat Mass Trans.* 36 (1993) 2027-2038.
- [5] Kwak, H.S., Kuwahara, K., Hyun J.M, Resonant enhancement of natural convection heat transfer in a square enclosure, *Int. J. Heat Mass Trans.*, 41 (1998) 2837-2846.
- [6] Lakhali, E.K., Hasnaoui M., Vasseur P., Etude numérique de la convection naturelle transitoire au sein d'une cavité chauffée périodiquement avec différents types d'excitations, *Int. J. Heat Mass Trans.*, 42 (1999) 3927-3941.
- [7] Sambou V. Transferts thermiques instationnaires : vers une optimisation des parois. *Thèse de doctorat de l'Université de Toulouse*, (2008).