

## ETUDE NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE DES ECHANGES THERMIQUES AU SEIN D'UN CANAL DE MILIEU POREUX ET SOUMIS A UN CHAUFFAGE PARIETAL

*Belgacem DHIFAOUT<sup>(1)</sup>, Walid FOUHIL<sup>(1)</sup>, Sadok BEN JABRALLAH<sup>(2)</sup>, Ali BELGHITH<sup>(1)</sup>*

Laboratoire d'Energétique et des Transferts Thermiques et Massiques. **Tunisie.**

(1) Faculté des Sciences de Tunis. Campus universitaire. 1060 Tunis. **Tunisie.**

(2) Faculté des Sciences de Bizerte, Zarzouna 7021. Bizerte. **Tunisie.**

*e-mail : [sadok.jabrallah@fsb.rnu.tn](mailto:sadok.jabrallah@fsb.rnu.tn)*

**Mots clés :** transfert thermique, milieu poreux, convection naturelle, canal vertical, échangeur de chaleur

**Résumé :** Dans ce travail, une étude expérimentale et numérique des échanges thermiques ayant lieu, en convection naturelle, dans un canal vertical rempli d'un milieu poreux (porosité moyenne 40%) a été proposée. L'une des parois verticales qui forment le canal est soumise à un flux de chauffage constant tandis que l'autre est considérée adiabatique.

Sur le plan expérimental, un dispositif a été conçu, réalisé et complété par un système de mesures permettant la détermination du flux de chauffage appliqué à l'une des parois du canal, la température des parois actives ainsi qu'au sein du milieu poreux (par acquisition automatique des données). Une sonde multifonctions permet la mesure simultanée de la température et de la vitesse du fluide à la sortie du canal.

Sur le plan numérique, la méthode des volumes finis a été adoptée pour la discrétisation et le système d'équations régissant le problème a été résolu.

Des résultats expérimentaux concernant l'influence des paramètres opératoires sont présentés. La comparaison calcul -expérience a permis de valider le modèle.

### INTRODUCTION

Dans un canal, lorsqu'une paroi reçoit un flux de chauffage elle en échange une partie avec le fluide en contact avec sa face interne. Cet échange qui, d'une façon générale fait intervenir les trois modes de transfert (la conduction, la convection et le rayonnement), reste limité. Plusieurs méthodes ont été essayées pour l'intensification du transfert de chaleur dans un canal vertical telles que l'implantation des ailettes le long des parois [1], l'amélioration de l'état de surface afin d'augmenter les échanges par rayonnement, aussi bien en convection naturelle [2] qu'en convection forcée [3]. Mais le coefficient d'échange reste limité. L'utilisation d'un milieu granulaire semble une solution de choix pour atteindre une intensification satisfaisante du transfert. Ce sujet présente un large champ d'applications. Plusieurs travaux de recherches ont été conduits dans ce domaine parmi lesquels on peut citer ceux de *Yagi et al.* [4] qui tiennent compte du rayonnement dans l'expression de la conductivité thermique effective du milieu et ceux de *Ergun* [5] qui portent sur les pertes de charge lors d'un écoulement à travers un lit poreux. Un milieu poreux permet d'augmenter suffisamment la surface d'échange fluide-solide. En plus, la contribution du transfert radiatif

peut être améliorée par le choix d'un milieu semi transparent. Un tel milieu peut jouer le rôle d'un échangeur de chaleur.

Les approches analytique et numérique peuvent permettre l'évaluation des échanges thermiques dans une matrice solide saturée par un fluide. Cependant, l'estimation reste approximative.

Les expériences sont relativement limités en nombre vu la complexité de la structure et les problèmes de métrologie des milieux poreux (vitesse locale, température de surface, ...). Les résultats qui en découlent servent en priorité pour juger la validité de la simulation numérique conduite dans le but d'atteindre ces grandeurs et de mettre l'accent sur leurs influences dans un tel cas. La combinaison simulation-expérience s'avère donc nécessaire pour élaborer un moyen d'optimiser les échanges thermiques mises en jeu dans un tel système.

### 1. ETUDE EXPERIMENTALE

#### 1.1. Dispositif expérimental

Il s'agit d'étudier l'écoulement et les échanges thermiques au sein d'un milieu poreux, limité par des parois rigides. Ces parois préalablement assemblées sont disposées verticalement pour former un canal siège de l'écoulement étudié (fig.1).

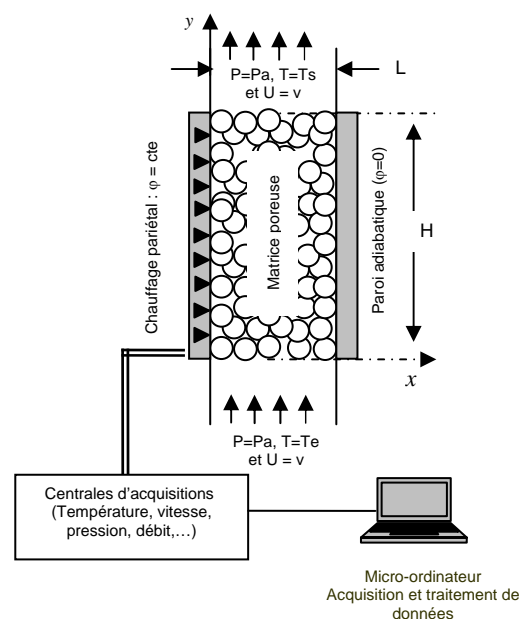


Figure 1. Schéma du dispositif expérimental

Ce canal parallélépipédique, est de faible largeur (4cm). L'une de ses parois verticale est soumise à une densité de flux de chauffage constante. La deuxième plaque du canal, opposée à celle chauffée, est considérée adiabatique.

Les échanges thermiques ont lieu d'une part entre la paroi active (paroi chauffée) du canal et le fluide, d'autre part entre la face supérieure du milieu poreux et le milieu ambiant.

## 1.2. Acquisition et traitement de données

Chaque paroi est munie d'une dizaine de thermocouples. Une tige en verre, placée sur l'axe du canal, supporte les thermocouples qui assurent la mesure de la température du milieu poreux. Les températures et les vitesses à l'entrée et à la sortie du canal sont relevées par des sondes basées sur la technique de l'anémométrie à fil chaud. Compte tenu du nombre important des capteurs, et afin de minimiser les perturbations causées par l'opérateur, nous avons réalisé l'acquisition automatique des mesures.

## 2. SIMULATION NUMERIQUE

Un code de calcul a été élaboré en utilisant une formulation en volumes finis [6,7,8]. Lors de cette simulation le modèle à une température est adopté et le milieu poreux modélisé est supposé homogène [9,10,11]. Pour la résolution des équations discrétisées, on adopte la méthode LBL (line by line) ou encore la méthode de double balayage (double sweep). Le test de convergence choisi est basé sur les résidus et la conservation du débit de l'air entre l'entrée et la sortie du canal. Le maillage est choisi irrégulier dans le but de mieux évaluer les gradients élevés de température et de vitesse au voisinage des parois.

### 2.1. Hypothèses considérées

Nous avons considéré un milieu poreux fixe, soumis à un écoulement bidimensionnel. L'hypothèse de Boussinesq et la loi de Darcy sont supposées. Nous avons adopté le modèle à une température.

### 2.2. Equation de conservation de l'énergie

Tenant compte de l'hypothèse de l'équilibre thermique local l'équation de l'énergie s'écrit :

$$(\rho C_p)_{eff} \frac{\partial T}{\partial t} = \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) - \lambda_{eff} (\rho C_p)_F \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right)$$

$$\text{avec } (\rho C_p)_{eff} = (1 - \mathcal{E}) (\rho C_p)_B + \mathcal{E} (\rho C_p)_F$$

$\mathcal{E}$ ,  $(\rho C_p)_B$  et  $(\rho C_p)_F$  représentent respectivement la porosité du milieu, la chaleur volumique de la phase solide, et la chaleur volumique de la phase fluide.

La conductivité thermique effective du domaine  $\lambda_{eff}$ , généralement adopté, est donnée par la loi de Zehner et Schlunder [12].

### 2.3. Loi de Darcy

On se limite à des vitesses faibles ne dépassant pas 0.15m/s, la vitesse d'infiltration U s'écrit :

$$U = - \frac{K}{\mu_F} (\text{grad } P - \rho_F g)$$

La projection de cette équation dans le système d'axes donne :

$$u = - \frac{K}{\mu_F} \frac{\partial P}{\partial x} \text{ et } v = - \frac{K}{\mu_F} \left( \frac{\partial P}{\partial y} - \rho_0 g \beta (T - T_0) \right)$$

$K$ ,  $\mu_F$ , et  $\mathcal{E}$  représentent respectivement la perméabilité du milieu, la viscosité dynamique du fluide, la porosité du milieu.

### 2.4. Equation de pression (équation de continuité modifiée)

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial P}{\partial y} \right) = \rho_0 g \beta \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)$$

$u$ ,  $v$ ,  $\beta$  et  $g$  représentent respectivement, les composantes de la vitesse d'infiltration  $U$ , le coefficient d'expansion thermique et l'accélération de pesanteur.

### 2.5. Conditions aux limites

#### 2.5.1. Conditions thermiques

- A l'entrée du canal, la température est  $T_0$ .
- continuité du flux [11].

$$-\lambda_{eff} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) = h_c (T - T_0) \text{ en } y=H$$

- La paroi en  $x=0$  est chauffée par une densité de flux,  $\varphi$  constante :  $-\lambda_{eff} \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \varphi$
- La paroi en  $x=L$  est adiabatique :  $\left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) = 0$

#### 2.5.2. Conditions hydrodynamiques

- Parois rigides et imperméables :  $\left( \frac{\partial P}{\partial x} \right)_{0,L} = 0$
  - A l'entrée du canal :  $P(x, 0, t) = P_0 - 1/2 \rho_0 U_e^2$
- Pour  $U_e$  faible, on obtient :  $P(x, 0, t) = P_0$
- A la sortie du canal :  $P(x, H, t) = P_0$

### 2.6. Forme adimensionnelle

On introduit les grandeurs de référence suivante :

$$L_{ref} = H, P_{ref} = \frac{\alpha \mu_F}{K}, T_{ref} = \frac{\varphi H}{\lambda_{eff}}, U_{ref} = \frac{K P_{ref}}{\mu_F H} \text{ et}$$

$$t_{ref} = \frac{H}{U_{ref}} \text{ avec } \alpha = \frac{\lambda_{eff}}{(\rho C_p)_F} \text{ diffusivité thermique}$$

$K$ ,  $\mu_F$ ,  $H$  et  $\varphi$  représentent respectivement la perméabilité du milieu, la viscosité dynamique du fluide, la hauteur du canal et la densité de flux imposé à la paroi.

Les variables adimensionnelles sont :

$$x^+ = \frac{x}{H}, y^+ = \frac{y}{H}, u^+ = u \frac{H}{\alpha}, v^+ = v \frac{H}{\alpha}, t^+ = t \frac{\alpha}{H^2},$$

$$P^+ = \frac{K}{\alpha \mu_F} (P - P_0) \text{ et } T^+ = \frac{\lambda_{eff}}{\varphi H} (T - T_0)$$

Compte tenu de ces transformations, le système d'équations sous forme adimensionnelle s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x^+} \left( \frac{\partial P^+}{\partial x^+} \right) + \frac{\partial}{\partial y^+} \left( \frac{\partial P^+}{\partial y^+} \right) = Ra \cdot Da \cdot \frac{\rho_0}{\rho_F} \cdot A^4 \cdot \frac{\partial T^+}{\partial y^+}$$

$$u^+ = - \frac{\partial P^+}{\partial x^+} ; v^+ = - \frac{\partial P^+}{\partial y^+} + Ra \cdot Da \cdot \frac{\rho_0}{\rho_F} \cdot A^4 \cdot T^+$$

$$\frac{(\rho C_p)}{(\rho C_p)_F} \left( \frac{\partial T^+}{\partial t^+} \right) = \frac{\partial^2 T^+}{\partial x^{+2}} + \frac{\partial^2 T^+}{\partial y^{+2}} - \left( u^+ \frac{\partial T^+}{\partial x^+} + v^+ \frac{\partial T^+}{\partial y^+} \right)$$

Avec  $Da$ ,  $Bi$  et  $A$ , respectivement le nombre de *Rayleigh*, qui fait intervenir la densité de flux de chauffage et la conductivité effective du milieu, le nombre de *Darcy*, le nombre de *Biot* relative aux échanges de chaleur entre la face supérieure du milieu et le milieu ambiant et le facteur de forme géométrique:

$$Ra = \frac{g \beta \varphi L^4}{\lambda_{eff} \nu_F \alpha}, Da = \frac{K}{H^2}, Bi = \frac{h_c H}{\lambda_{eff}} \text{ et } A = \frac{H}{L}$$

Où  $\rho_0, \rho_F, \mu_F$  et  $\nu_F$  représentent respectivement la masse volumique à  $T_0$ , la masse volumique, la viscosité dynamique et la viscosité cinématique du fluide.

### 3. RESULTATS OBTENUS

#### 3.1. Validation du code de calcul

La comparaison des deux profils expérimental et calculé de la température de la paroi chauffée (fig.3) présente une concordance satisfaisante dans la quasi-totalité du milieu et fait apparaître un écart à l'entrée et à la sortie du canal. Nous pensons que cet écart est lié aux conditions de frontières du milieu étudié. En effet, la modélisation ne prend pas en considération la présence de la grille, placée à l'entrée du canal, qui supporte la matrice solide. La connaissance de la valeur du coefficient de transfert par convection ( $hc$ ) à la face supérieure du milieu est approximative.

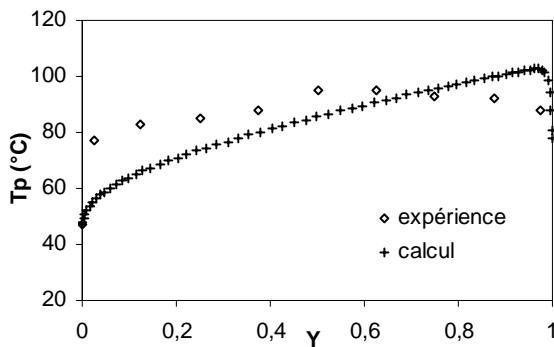


Figure 3. Comparaison calcul-expérience : Profils de la température de la paroi chauffée ( $\varphi = 250 \text{ W/m}^2$ )

Sur la figure 4, nous avons rapporté les valeurs du coefficient de transfert moyen ( $h_m = \varphi / (T_{p-ch} - T_{p-ad})$ ) ainsi que la valeur correspondante de la hauteur du milieu poreux. On remarque que les valeurs du coefficient de transfert obtenues avec le modèle sont inférieures à celles données par l'expérience. L'écart moyen est de 10%.

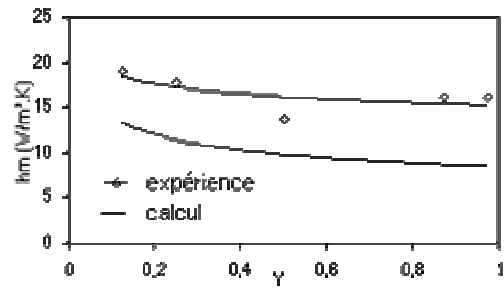


Figure 4. Comparaison calcul- expérience : Coefficient de transfert moyen ( $\varphi = 500 \text{ W/m}^2$ )

#### 3.2. Profils de la température de la paroi chauffée

Pour mettre en évidence l'influence de la présence de la matrice solide sur le profil de température de la paroi chauffée, nous avons représenté la température de la paroi chauffée en fonction de l'ordonnée  $y$ , en absence puis en présence de la matrice solide (fig. 5).

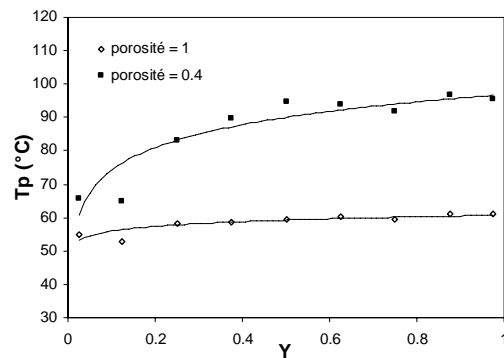


Figure 5. Variation de la température de la paroi chauffée du canal en présence et en absence de la matrice solide

Les profils de cette courbe révèlent un échauffement important dans le milieu. Comme l'écoulement est de faible vitesse (convection naturelle) et le milieu est de faible perméabilité (de l'ordre de  $10^{-7}$ ) le fluide interstitiel, ainsi chauffé par l'intermédiaire de la matrice solide, reste emprisonné dans le milieu ce qui provoque cet échauffement.

#### 3.3. Profils de la vitesse d'infiltration et de la pression dans le milieu

La fig. 6 montre la variation de la vitesse d'infiltration en fonction de l'écartement adimensionnel ( $X$ ) par rapport à la paroi chauffée. Nous remarquons que le gradient de vitesse est important près de la paroi chauffée et augmente avec la hauteur du milieu poreux.

On constate aussi une variation importante (dépression) de la pression surtout au milieu du domaine poreux (fig.7). Une perte de charge occasionnée par le passage du fluide en écoulement à travers la matrice solide est mise en jeu. Une telle augmentation du flux de chauffage a pour conséquence une augmentation de la perte de charge dans le milieu.

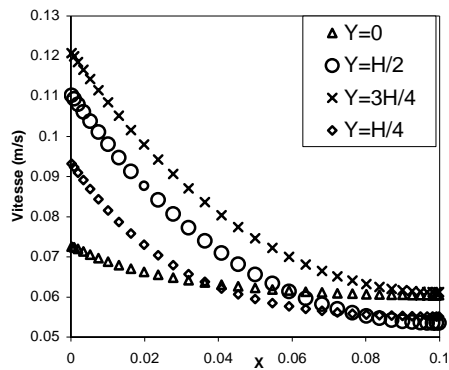


Figure 6. Profils de la vitesse en fonction de l'écartement à la paroi chauffée  $X$  pour différentes hauteurs du canal

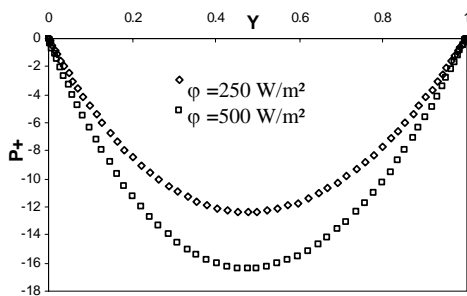


Figure 7. Variation de la pression adimensionnelle en fonction de la hauteur du canal

## CONCLUSION

Un écoulement laminaire ( $Ra < 10^6$ ) de convection naturelle au sein d'un canal vertical rempli de milieu poreux, a été étudié. Grâce à une étude expérimentale et numérique nous avons montré que la température dans le milieu augmente en présence de la matrice solide. Une accumulation de la chaleur dans le milieu est donc mise en évidence.

Il a été constaté aussi qu'une augmentation du nombre de Rayleigh (flux de chauffage) entraîne :

- une augmentation de la température du milieu,
- une augmentation de la vitesse d'infiltration (toute en restant dans le régime de Darcy),
- une diminution de la pression dans le milieu est par conséquent une augmentation de la perte de charge.

En perspective, une étude en convection forcée est envisagée (en incluant l'effet de la porosité, de la perméabilité, ...) pour optimiser l'échange de chaleur et envisager d'utiliser un tel procédé dans les échangeurs de chaleur.

## RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

**S. ACHARYA ET A. MEHROTRA**, « Natural convection heat transfer in smooth and ribbed vertical channels », Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 36 n° 36, pp 236-241(1993).

**M. YAHYAOUI**, « Influences des effets radiatifs et conductifs sur la convection naturelle entre deux plaques planes verticales parallèles chauffées à flux constant », Thèse de Doctorat de Troisième Cycle, Université de Poitiers (1983).

**A. Z. DELLIL**, « Amélioration des échanges de chaleur en espace annulaire par combinaison convection-rayonnement », 5<sup>ème</sup> JITH, Monastir, pp 1-7(1991).

**S. YAGI, D. KUNII ET N. WAKAO**, « Radially thermal conductivities in packed beds ». ASME. International Development in Heat Transfer. pp 742-749(1961).

**S. ERGUN**, « Fluid flow through packed columns », Chem. Eng. Prog. Vol. 48, pp 89-94(1952).

**S. V. PATANKAR**, « Numerical heat transfer and fluid flow » (1980).

**S. BEN JABRALLAH, A. BELGHITH AND J.P. CORRIOU**, « Etude des transferts couplés de matière et de chaleur dans une cavité rectangulaire : application à une cellule de distillation, International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 45, pp.891-904(2002).

**H. ZOGLAMI-MOSRATI**, « Etude des transferts et écoulements réactifs en milieux Poreux : Application a un stockage de solides thermiquement instable ». Thèse, Institut national polytechnique de Lorraine (1999).

**T. S. ZHAO AND Y. J. SONG**, « Forced convection in a porous medium heated by a permeable wall perpendicular to flow direction: analyses and measurements ». Int. J. Heat and mass transfer. Vol.44, pp. 1031-1137(2001).

**ALKAM, M. A. AL-NIMR AND M. O. HAMDAN**, « Enhancing heat transfer in parallel-plate channels by using porous inserts ». Int. J. Heat and mass transfer. Vol. 44, pp. 931-938(2001).

**S. BEN NASRALLAH, T. AMARA ET M. A. DU PEUTY**, « Convection naturelle instationnaire dans un cylindre rempli de grains ouvert à ses extrémités et dont la paroi est chauffée par un flux de chaleur constant : validité de l'hypothèse de l'équilibre thermique ». Int. J. Heat and mass transfer. Vol.40, pp. 1155-1168,(1997).

**P. ZEHNER ET E-U. SCHLUNDER**, « Wameleifahgheit von schuttungen bei maBigen Temperaturen ». Chemie-Ing. Techn. Vol. 14, pp. 933-941(1970).

**V. KOMIWES, P. MEGE, Y. MEIMON ET H. J. HERRMANN**, « Sur le volume élémentaire représentatif de la loi de perte de charge d'Ergun ». Oil & Gas Sciences and Technology-Rev.IFP, Vol. 54 pp. 577-58(1999).