

REFROIDISSEMENT D'UN CAPTEUR A CELLULES PHOTOVOLTAIQUES PAR CONVECTION FORCEE

*S. JABALLAH¹, H. SAMMOUDA², R. BENNACER³, A. BELGHITH⁴

¹LETTM, Faculté des Sciences de Monastir, 5019 Monastir-Tunisie

²LETTM, Ecole Supérieure des Sciences et de Technologie (ESST-HSousse)

³LEEVAM, 5, mail Gay Lussac, Neuville sur Oise, 95031, Cergy-Pontoise, France

⁴LETTM, Faculté des Sciences de Tunis, Belvédère 1060 Tunis- Tunisie

samiajaballah@yahoo.fr, Habib.Sammouda@fsm.rnu.tn, Rachid.Bennacer@u-cergy.fr,
Ali.Belghith@fst.rnu.tn

RESUME

Les milieux poreux ont l'avantage d'être utilisés dans différents systèmes de production, tels que les capteurs solaires à cellules photovoltaïques. Ainsi et afin d'améliorer leur rendement, un échangeur de chaleur, à caloporteurs solide et fluide, est associé aux cellules pour les refroidir et capter la quantité de chaleur dissipée par effet joule. Cette dernière est utilisée pour chauffer un fluide servant à des utilisations autres que la production d'électricité. Ce fluide est injecté à une certaine vitesse et à une certaine température, et il traverse cet échangeur à multiconstituants et multicompartiments. Les particules solides et fluides sont considérées en dehors de l'équilibre thermique local (HETL). Les effets du coefficient de transfert solide-fluide et du rapport de leurs conductivités ont été déterminés à travers les profils thermiques le long de l'échangeur de chaleur. Cet écoulement est régi par les équations de conservation de masse et de quantité de mouvement de Darcy-Brinkman et celles de la conservation de l'énergie dans les deux phases fluides et solides.

NOMENCLATURE

A rapport de forme de la cavité
 Da nombre de Darcy $Da = K / H^2$
 h coefficient de transfert de chaleur par convection entre les particules fluide et solide
 K perméabilité du milieu poreux, m^2
 $L (H)$ dimension selon la direction $X (Z)$, m
 Pr nombre de Prandtl, $Pr = \frac{\nu}{\alpha} = (\rho C_p) \nu_f / \lambda_f$
 P pression adimensionnée,
 $P = P^* H^2 / \rho \nu^2$
 q, q' flux de chauffage constante
 R_λ rapport des conductivités thermique équivalentes
 R_s coefficient d'échange de chaleur à l'interface solide et fluide

Re nombre de Reynolds, $Re = \frac{V_0 H}{\nu}$
 Ra nombre de Rayleigh thermique
 T_0 température de référence (K)
 \vec{V} vitesse dimensionnelle,
 $(U, W) = (u, w) / (\nu / H)$

Symboles grecs

ν viscosité cinématique du fluide, $m^2 \cdot s^{-1}$
 ε porosité de la matrice poreuse
 Λ rapport de la viscosité
 θ température adimensionnelle

Indices

f fluide
 s solide

INTRODUCTION

Dans des études récentes, Amiri et Vafai [1], Jiang *et al.* [2], Kuznetsov [3], Nield [4], le modèle hors équilibre thermique local entre les particules solides et fluides a été utilisé pour les écoulements de convection forcée transitoire ou stationnaire en milieux poreux. Donc l'adaptation du modèle hors équilibre thermique local (HETL) est importante dans l'étude thermique de la performance des capteurs d'énergie solaire hybrides ouverts à caloporteurs fluide et à garnissage

solide tel qu'un milieu poreux. Un ajustement récent des pleines équations a été présenté par Nield et Bejan [5], où les équations de l'énergie dans les phases fluide et solide sont couplées au moyen d'un terme permettant le transfert local de la chaleur proportionnelle à la différence locale de la température entre les deux phases fluide et solide. Une recherche dans la littérature indique que ce modèle, a été considéré par Banu et Rees [6] pour la convection de Darcy –Bénard. En effet, c'est ce modèle hors équilibre thermique qui a donné lieu à ce travail en ayant l'idée de récupérer la chaleur perdue par les cellules photovoltaïques à travers un milieu poreux (composé de particules solides) qui la cédera à son tour aux particules fluides ayant une température plus faible. Le modèle hors équilibre thermique local est basé sur les paramètres suivants : le coefficient d'échange de chaleur entre les particules fluides et solides, R_s et le rapport des conductivités thermiques, R_λ . Ainsi on se propose dans ce travail d'étudier ce régime en fonction des différents paramètres caractéristiques.

2. PROBLEME PHYSIQUE ET MISE EN EQUATION

Nous considérons l'écoulement dans un canal horizontal rempli partiellement d'un milieu poreux et soumis à un flux de chaleur alterné et uniforme pour les deux parois horizontales (voir Figure 1). Le fluide est injecté dans le canal à une vitesse débitante V_0 et une température uniforme T_0 . Les modes de convection mixte et forcée sont étudiés.

2.1. Problème physique

Les particules fluides sont considérées en hors équilibre thermique local avec les particules solides composantes du milieu poreux. Pour rendre possible la résolution du problème physique, des hypothèses simplificatrices sont introduites au niveau de la modélisation. Nous nous limitons donc aux hypothèses couramment retenues dans les études de la convection naturelle, mixte et forcée qui sont les suivantes, l'approximation d'Oberbeck-Boussinesq est prise en compte; la masse volumique est supposée constante sauf dans le terme d'Archimède où elle dépend de la température. Les propriétés physiques, autres que la masse volumique, sont considérées comme constantes. Le fluide est supposé incompressible, Newtonien et l'écoulement est laminaire et permanent. Le milieu poreux est homogène et saturé par le fluide.

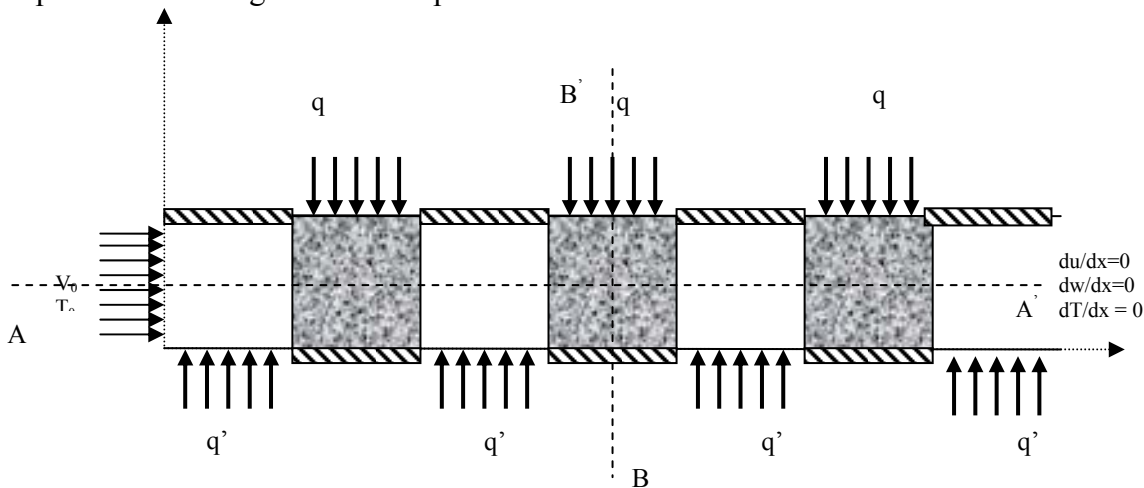


Figure 1: Configuration géométrique et conditions aux limites.

2.2 Mise en Equations

Nous adoptons l'approche d'un seul domaine et nous considérons une méthode d'homogénéisation, dite « méthode des prises de moyennes », qui consiste à moyenniser les équations de conservation locales sur un ensemble de pores, appelé volume élémentaire représentatif (VER). Ce phénomène est donc régi par les équations de conservation de masse et de quantité de mouvement de Darcy-

Brinkman pour l'écoulement et celles de la conservation de l'énergie dans les deux phases fluides et solides.

Les équations de conservation respectivement de la continuité, de la quantité de mouvement et d'énergie sous leurs formes adimensionnées s'écrivent comme suit, en rappelant que les grandeurs V, P, θ sont des valeurs moyennées sur VER:

Conservation de la masse

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

Conservation de la quantité de mouvement

$$\frac{1}{\varepsilon^2} (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} = -\frac{1}{Da} \overline{\overline{\mathcal{R}}_{kr}^{-1}} \vec{V} - \vec{\nabla} P + \Lambda \nabla^2 \vec{V} + \left(\frac{Gr_T}{Re^2} \theta \right) \vec{g} \quad (2)$$

Conservation de l'énergie

- La phase fluide

$$\vec{V} \cdot \vec{\nabla} \theta_f = \frac{1}{PrRe} \vec{\nabla} \cdot (\vec{\nabla} \theta_f) + \frac{R_s}{Pr Re} (\theta_s - \theta_f) \quad (3)$$

- La phase solide

$$\vec{\nabla} \cdot (\vec{\nabla} \theta_s) - \frac{R_s}{R_\lambda} (\theta_s - \theta_f) = 0 \quad (4)$$

Avec $R_s = (h H^2) / \varepsilon \lambda_f$ et $R_\lambda = (1 - \varepsilon) \lambda_s / \varepsilon \lambda_f = \lambda_{se} / \lambda_{fe}$

3. RESULTATS ET DISCUSSION

Le modèle hors équilibre thermique local (HETL) est basé sur les paramètres suivants : le coefficient d'échange de chaleur entre les particules fluides et solides, R_s et le rapport des conductivités thermiques, R_λ . Nous proposons d'analyser leurs effets sur le régime d'écoulement. Les calculs sont effectués en affectant les valeurs optimales du nombre de Darcy, $Da = 10^{-4}$, du nombre de Reynolds, $Re = 10$ et du nombre de Rayleigh $Ra = 10^4$.

La figure 2, représente la différence de température $(\theta_s - \theta_f)_{\max}$ aux plans médians de la deuxième matrice poreuse en fonction de R_s et pour différente R_λ . Cette figure montre la décroissance des échanges convectifs quand le rapport de conductivité augmente. Le cas d'un conducteur, $R_\lambda = 100$, ce terme $(\theta_s - \theta_f)_{\max}$ tend vers zéro pour n'importe quel coefficient d'échange, R_s , ce qui prouve que ces matrices poreuses deviennent comme étant des corps minces (matériau).

Afin de confirmer la valeur limite de coefficient d'échange de chaleur entre les particules fluides et solides, $R_s = 100$, on analyse les profils de températures dans les plans horizontaux et verticaux. Dans la figure 3 nous avons représenté les profils de température des particules solides et fluides aux différents plans horizontaux pour une valeur fixe, de $R_s = 100$. On constate qu'au niveau du plan supérieur les particules solides récupèrent plus vite la chaleur par adhérence à la paroi où le flux est appliqué, ce qui explique que l'écart de températures des particules fluides et solides de l'ordre de 2 %.

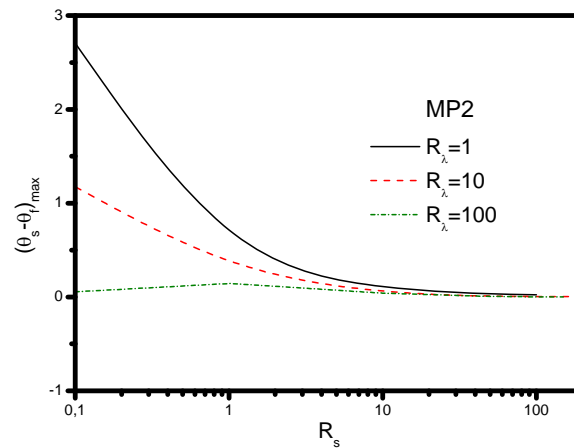


Figure 2 : Effet du coefficient d'échange R_s sur la différence maximale de températures solide - fluide dans le deuxième bloc poreux (MP2) pour $Re = 10$, $Da = 10^{-4}$, $Pr = 1$, et pour différents valeurs du rapport de conductivité $R_\lambda (= 1, 10, 100)$.

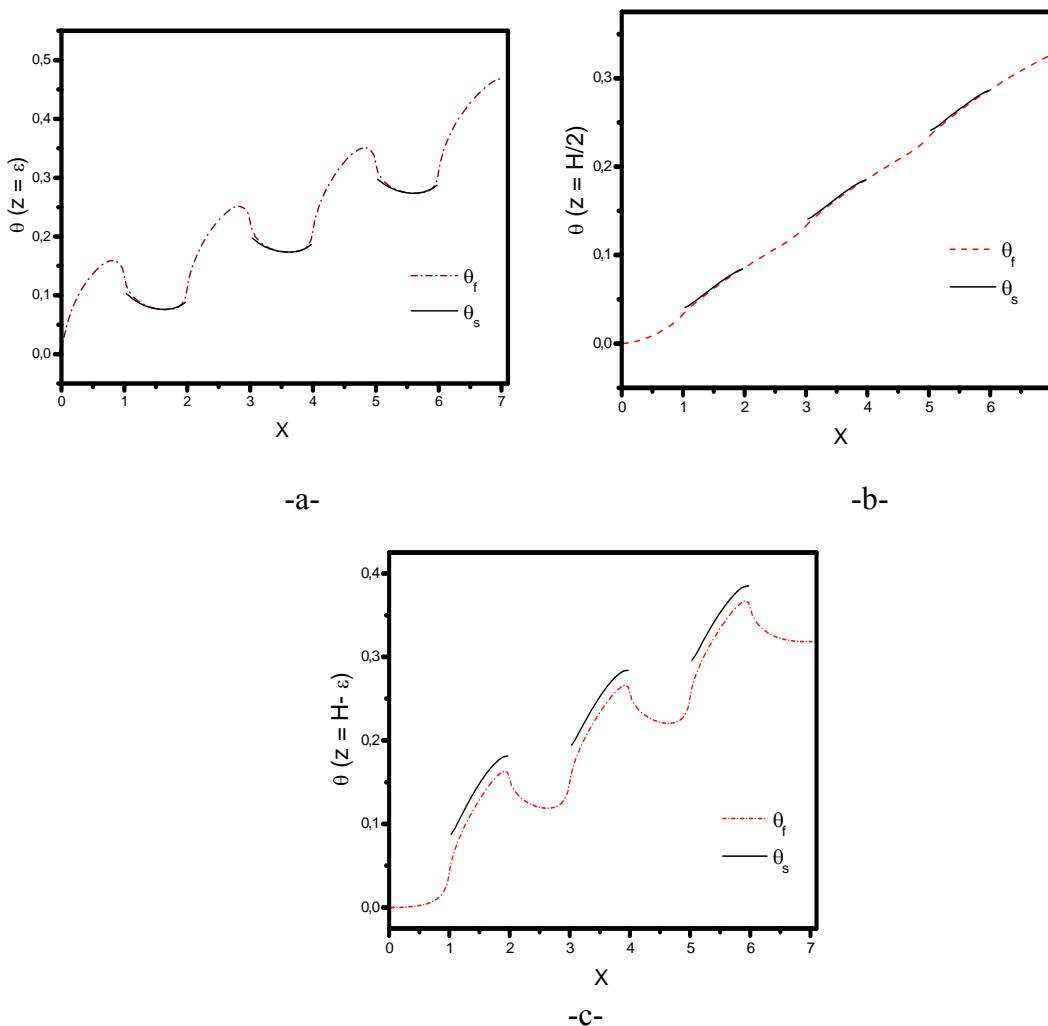


Figure 3 : Profils de températures des particules solides et fluides aux différents plans horizontaux (près de la paroi inférieur(a), au plan médian (b) et près de la paroi supérieur (c)) pour $R_s = 100$, $Da = 10^{-4}$, $Re = 10$, $Ra = 10^4$, $R_\lambda = 1$.

Les figures 4.a et 4.b montrent que pour un faible rapport de conductivité, R_λ , (un matériau isolant) la contribution de la conduction est inférieure à celle de la convection, ce qui entraîne un accroissement de la température des particules solides. Pour un fort rapport des conductivités ($R_\lambda \geq 100$, matériau conducteur) la température des particules solides et fluides diminue et pourtant le coefficient d'échange ($R_s = 1$) est faible.

De même, pour une forte conductivité ($R_\lambda \geq 10$) les profils de températures des particules solides (figure 4.a) deviennent des droites verticales. La température le long de la verticale est constante et le transfert est conductif, est indifférent avec le changement de R_λ , ce qui prouve l'homogénéisation de milieu poreux.

Nous passons maintenant au rendement thermique de cet échangeur thermique pour cela nous avons comparés le rendement thermique à l'équilibre et hors équilibre thermique local. La figure 5 représente le rendement thermique en fonction de nombre de Reynolds, Re , pour le deux cas (ETL, HETL), on constate que le rendement dans le cas hors équilibre thermique local est plus élevé que celle dans le cas équilibre thermique local. Néanmoins le rendement croit progressivement avec le nombre de Reynolds jusqu'il atteint sa valeur maximale dans les deux cas (ETL, HETL) pour un nombre de Reynolds $Re = 10$ puis décrois pour $Re > 10$, malgré que l'expression analytique de rendement thermique ne reflète pas cette variation, à savoir :

$\eta = RePr(\theta_s - \theta_e) / A$, avec θ_s et θ_e les températures adimensionnelles de sortie et d'entrée de système. En effet, lorsque le nombre de Reynolds, $Re > 10$, les particules fluides passent moins de temps exposées au chauffage à l'intérieur du canal, de ce fait elles ne pourront pas acquérir l'énergie solaire nécessaire à l'augmentation de leur température par brassage des particules solides. La figure 6 illustre, l'effet de coefficient d'échange, R_s , pour un nombre de Reynolds, $Re = 10$ sur le rendement thermique. On constate que le rendement augmente en fonction de R_s à partir d'une certaine valeur de $R_s = 50$, le rendement devient constant pour n'importe quelle valeur de R_s , ce qui montre qu'on est proche de l'équilibre thermique.

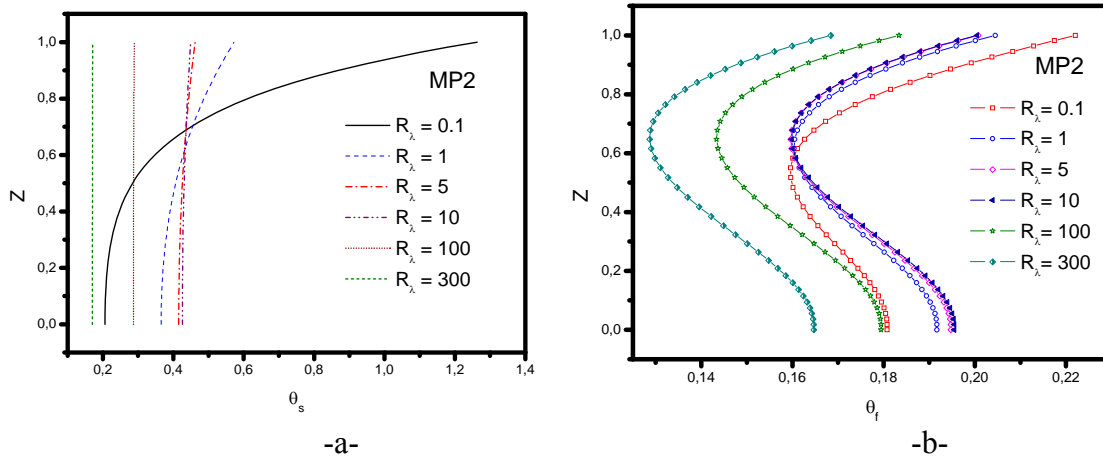


Figure 4: Profils des températures solide (a) et fluide (b) au plan vertical médian dans la deuxième bloc poreux (MP2) pour $R_s = 1$, $Da = 10^{-4}$, $Re = 10$, $Ra = 10^4$ et pour différentes valeurs de rapport de conductivité $R_\lambda = 0.1, 1, 10, 100, 300$.

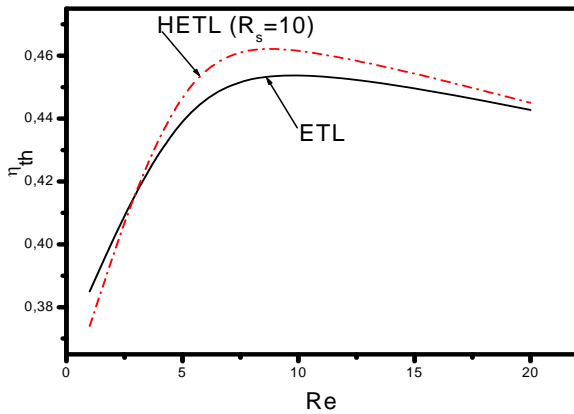


Figure 5: Effet de nombre de Reynolds sur le rendement thermique pour $Da = 10^{-4}$, $Ra = 10^4$, $R_\lambda = 1$.

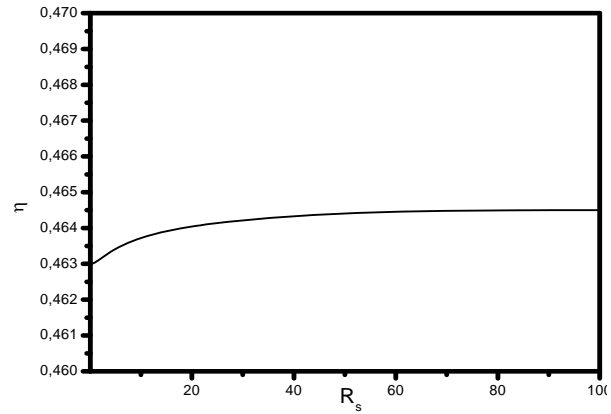


Figure 6: Effet de coefficient d'échange, R_s , sur le rendement thermique pour $Re = 10$, $Da = 10^{-4}$, $Ra = 10^4$, $R_\lambda = 1$.

4. CONCLUSION

Les résultats numériques obtenus montrent qu'un compromis de valeurs du coefficient de transfert R_s et du rapport des conductivités est nécessaire pour l'obtention d'une température de sortie élevée. Par ailleurs on a montré qu'à partir d'une certaine valeur de R_s les deux états d'équilibre et hors équilibre local thermique entre les particules fluides et solides seront identiques. Les conditions nécessaires pour justifier l'approche ETL sont très restrictives dans le cas de problème multi-domaines. La zone d'entrée du milieu poreux a tendance à rester à température différente de celle du fluide.

Ainsi la performance de tel système a été analysée en fonction de certains paramètres caractéristiques tel que le flux solaire, le débit du fluide (vitesse d'injection) et la température de sortie de l'échangeur. Le rendement du système (capteur PV + échangeur) a été discuté en fonction de ces paramètres afin de l'améliorer.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. A. Amiri et K. Vafai, 1994, Analysis of dispersion effects and non-thermal equilibrium, non-Darcian, variable porosity incompressible flow through porous media. *Int. J Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 939- 954.
2. PX. Jiang, ZP. Ren, BX. Wang et Z. Wang, 1996a, Forced convective heat transfer in a plate channel filled with a solid particles, *J. of Thermal Science*, Vol. 1, pp. 43-53.
3. AV. Kuznetsov, 1997, Thermal nonequilibrium, non-Darcian forced convection in a channel filled with a fluid saturated porous medium – A perturbation solution. *App. Sci. Research*, Vol. 57, pp. 119-131.
4. D A. Nield, 1998, Effects of local thermal nonequilibrium in steady convective process in a saturated porous medium: forced convection in a channel. *J. of Porous Media*, Vol. 1, pp. 181-186.
5. D.A. Nield et A. Bejan, 1999, Convection in Porous Media, 2nd edition., *Springer Verlag, New York*.
6. N. Banu et D.A.S. Rees, 2000, The onset of Darcy–Benard convection using a thermal nonequilibrium model, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*.