

Analyse du transfert de chaleur et de la chute de pression dans un échangeur de chaleur muni de chicanes poreuses

Nabila TARGUI, Henda KAHALERRAS*

Laboratoire des Transports Polyphasiques et Milieux Poreux/ USTHB
BP 32, El Alia, Bab Ezzouar, 16111 Alger - Algérie

*(auteur correspondant : kahalerrashenda@yahoo.fr)

Résumé - Cette étude à caractère numérique porte sur la caractérisation du transfert de chaleur et de la chute de pression dans un échangeur de chaleur tubulaire muni de chicanes poreuses. L'influence de la perméabilité, la hauteur ainsi que la conductivité thermique effective des chicanes est examinée. Les résultats montrent que l'utilisation de telles structures peut améliorer sensiblement le transfert de chaleur aux dépens d'une chute de pression raisonnable pour des valeurs optimales de ces paramètres.

Nomenclature

CF	coefficient inertiel, $u_{ef} \rho_f \varepsilon F K^{1/2} / \mu_f$	R_α	rappport des diffusivités thermiques, α_f / ρ_c
C_p	chaleur spécifique, $J.kg.K^{-1}$	s	espacement entre chicanes, m
Da	nombre de Darcy, K/D_h^2	T	température, K
D_h	diamètre hydraulique, m	u	vitesse axiale, $m.s^{-1}$
f	coefficient de frottement	v	vitesse radiale, $m.s^{-1}$
F	coefficient de Forchheimer	w_p	largeur d'une chicane, m
h_p	hauteur d'une chicane, m	x	coordonnée axiale, m
k	conductivité thermique, $W.m^{-2}.K^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
K	perméabilité, m^2	α	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
l	longueur de l'échangeur de chaleur, m	μ	viscosité dynamique, $m^2.s^{-1}$
Nu	nombre de Nusselt	ε	porosité
p	pression, Pa	θ	température adimensionnelle
Pr	nombre de Prandtl, $\mu_f C_{pf} / k_f$	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
r	coordonnée radiale, m	<i>Indices</i>	
r_e, r_i	rayons extérieur et intérieur, m	c	chaud
Re	nombre de Reynolds, $u_{ef} \rho_f D_h / \mu_f$	e	effective, entrée et extérieur
R_k	rappport de conductivités thermiques, k_e / k_f	f	froid
R_r	rappport des rayons, r_e / r_i	i	intérieur
R_μ	rappport des viscosités, μ_f / μ_e	m	moyen
R_ρ	rappport des masses volumiques, ρ_f / ρ_c	p	paroi et poreux

1. Introduction

L'utilisation de surfaces étendues telles que les ailettes et les chicanes est l'une des méthodes passives [1] les plus répandues pour l'amélioration du transfert de chaleur dans les échangeurs tubulaires. Divers travaux ont montré que cette augmentation pouvait être obtenue en employant un milieu poreux. Dans ce contexte, Chikh et al. [2], Bouhadeh et al. [3] et Alkam et Al-Nimr [4] ont examiné les performances d'un échangeur de chaleur muni d'un substrat poreux. Ils ont trouvé que le milieu poreux pouvait être utilisé pour l'isolation ou

l'amélioration du transfert thermique selon ses propriétés thermo-physiques. En utilisant la même configuration, Allouache et Chikh [5] ont présenté une analyse thermodynamique dans le but de réduire le taux de génération d'entropie.

L'utilisation de chicanes poreuses pour améliorer le taux de chaleur transféré semble être plus intéressante que les chicanes solides classiques à cause de leur plus grande surface d'échange et les plus faibles chutes de pression générées. Nombreux travaux numériques et expérimentaux en régimes laminaire et turbulent ont été réalisés dans ce sens. On peut citer à titre d'exemple les travaux de Hwang [6], Yang et Hwang [7] et Miranda et Anand [8] qui ont montré que les coefficients de frottement obtenus en présence de chicanes poreuses sont plus faibles que ceux obtenus dans le cas avec chicanes solides.

Le présent travail est une analyse numérique de l'amélioration du transfert de chaleur par utilisation de chicanes poreuses placées dans l'espace annulaire d'un échangeur de chaleur tubulaire. Les effets de plusieurs paramètres tels que la perméabilité, la hauteur et le rapport des conductivités poreux-fluide de ces structures sur le transfert de chaleur et la chute de pression sont analysés.

2. Modèle Physique

Le modèle physique à étudier est un échangeur de chaleur tubulaire à contre courant, de longueur l et de rayons intérieur et extérieur r_i et r_e respectivement. Les fluides chaud et froid pénètrent le tube interne et l'espace annulaire respectivement avec une distribution de vitesse uniforme et une température constante. Des chicanes poreuses de porosité ε , largeur w_p , hauteur h_p et espacement s sont insérés dans l'espace annulaire, sur une longueur l_p , périodiquement et d'une manière alternée sur les deux cylindres interne et externe Le tube externe étant thermiquement isolé (figure 1).

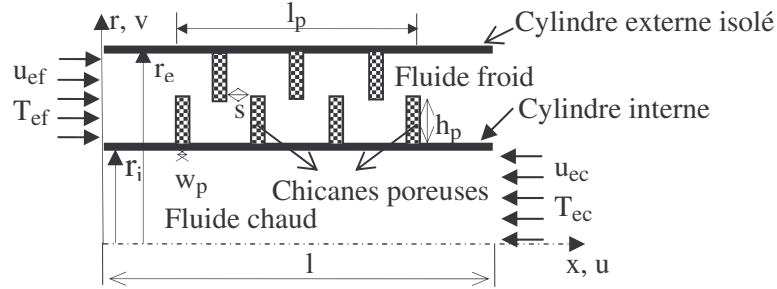


Figure 1 : Schéma du domaine physique.

3. Formulation mathématique

L'écoulement laminaire est axisymétrique, bidimensionnel et en régime stationnaire sans génération interne de chaleur et une dissipation visqueuse négligeable. Les propriétés thermo-physiques sont constantes et le milieu poreux est considéré homogène, isotrope et en équilibre thermique local avec le fluide.

L'écoulement est modélisé par le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer dans les régions poreuses. Les équations gouvernantes sont mises sous forme adimensionnelle en introduisant les transformations suivantes :

$$X=x/D_h, R=r/D_h, U=u/u_{ef}, V=v/u_{ef}, P=p/\rho_f u_{ef}^2, \theta=(T-T_{ef})/(T_{ec}-T_{ef}), D_h=2(r_e-r_i)$$

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

- Espace annulaire

$$\left\{ \lambda \left(\frac{1}{\varepsilon^2} - 1 \right) + 1 \right\} \vec{v} \cdot \vec{\nabla} \vec{v} = -\vec{\nabla} P + \frac{1}{\text{Re}} \left\{ \lambda \left(\frac{1}{R_\mu} - 1 \right) + 1 \right\} \nabla^2 \vec{v} - \frac{\lambda}{Da \text{ Re}} \vec{v} - \frac{\lambda CF}{Da \text{ Re}} |\vec{v}| \vec{v} \quad (2)$$

$$\vec{v} \cdot \vec{\nabla} \theta = \frac{1}{\text{Re Pr}} \{ \lambda (R_k - 1) + 1 \} \nabla^2 \theta \quad (3)$$

- Cylindre interne

$$\vec{v} \cdot \vec{\nabla} \vec{v} = -R_\rho \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re } R_\mu f_c} \nabla^2 \vec{v} \quad (4)$$

$$\vec{v} \cdot \vec{\nabla} \theta = \frac{1}{\text{Re Pr } R_\alpha} \nabla^2 \theta \quad (5)$$

où $|\vec{v}| = \sqrt{U^2 + V^2}$ et λ un paramètre binaire qui prend les valeurs de 0 dans la région fluide et 1 dans la zone poreuse.

Ces équations sont soumises aux conditions aux limites suivantes : adhérence aux parois, températures et vitesses d'entrée imposées, établissement dynamique et diffusion axiale négligeable à la sortie, cylindre extérieur isolé et continuité des composantes de la vitesse et de la température ainsi que l'unicité des flux aux interfaces fluide – poreux. La paroi du cylindre intérieur, de résistance thermique négligeable conduisant à la même température sur ses faces interne et externe, est soumise à l'égalité des flux de chaleur entre les deux fluides chaud et froid.

Le coefficient de frottement moyen dans l'espace annulaire est obtenu comme suit :

$$f_m = \frac{1}{L} \int_0^L \left(-\frac{dp_m}{dx} \right) \frac{D_h}{\rho u_m^2 / 2} dX \quad (6)$$

où p_m et u_m sont respectivement la pression moyenne et la vitesse moyenne sur une section et $L = l/D_h$ est la longueur adimensionnelle de l'échangeur de chaleur.

Le nombre de Nusselt moyen est calculé comme suit :

$$Nu_m = \frac{1}{L} \int_0^L - \frac{\{ \lambda (R_k - 1) + 1 \} \frac{\partial \theta}{\partial R} \Big|_{R=R_i}}{\theta_p - \theta_m} dX \quad (7)$$

où θ_m et θ_p sont respectivement les températures moyenne du fluide et de la paroi.

4. Procédure numérique

Le système d'équations différentielles obtenu avec les conditions aux limites associées est résolu numériquement par la méthode des volumes finis développée par Patankar [9] et le couplage vitesse-pression est traité à l'aide de l'algorithme SIMPLE. Le schéma Power Law est utilisé pour la discrétisation des termes de convection et de diffusion. Les équations algébriques obtenues sont résolues par la combinaison de la méthode directe d'inversion de matrice (algorithme de Thomas) et la procédure de Gauss-Seidel. Un maillage uniforme par zones avec différents pas dans chaque région (fluide et poreuse), et un nombre de nœuds total de 150×500 (dans les directions radiale et axiale respectivement) est employé. Pour le critère de convergence du processus itératif, l'erreur relative sur les variables dépendantes entre deux

itérations successives et l'erreur absolue sur le flux de chaleur échangé entre les deux fluides dans tout l'échangeur sont prises inférieures à 10^{-5} et 10^{-3} respectivement.

Pour valider le présent code de calcul, une comparaison est faite avec les résultats obtenus par Bouhadef et al. [3] dans le cas d'une couche poreuse. La figure 2 montre une bonne concordance entre les deux résultats.

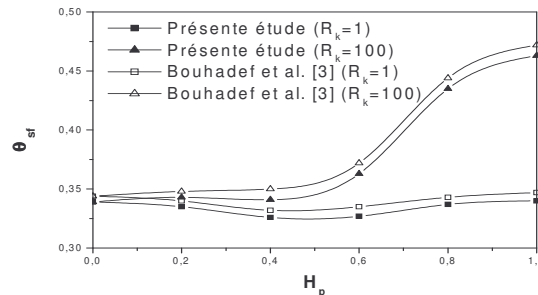


Figure 2 : Effet de H_p et R_k sur la température du fluide froid à la sortie de l'échangeur de chaleur : $Re = 100$, $Pr = 4$, $L = 50$ et $Da = 10^{-2}$.

5. Résultats

Dans le présent travail, certains paramètres sont maintenus fixes : $R_r = r_e/r_i = 2$, $L = l/D_h = 60$, $L_p = l_p/D_h = 40$, $W_p = w_p/D_h = 3$ et $S = s/D_h = 1.5$. Les débits massiques sont les mêmes dans les deux tubes et le même fluide circule dans les deux directions ($R_p = R_\alpha = 1$ et $R_{\mu_{fc}} = \mu_f/\mu_c = 1$). Le nombre de Prandtl est fixé à 7 afin de modéliser l'eau comme fluide de travail. La viscosité effective du milieu poreux est prise égale à celle du fluide (hypothèse de Brinkman) et le coefficient inertiel est fixé à 0.35. La porosité et le nombre de Reynolds sont fixés à 0.95 et 300 respectivement.

La figure 3 montre une structure d'écoulement complexe où le fluide est dévié vers les parois supérieure et inférieure avec présence de zones de recirculation en amont et en aval de chaque chicane. Cette structure d'écoulement va influencer considérablement la répartition du champ de température (figure 4) et va permettre un meilleur brassage du fluide qui va stimuler le transfert de chaleur comme on le verra par la suite.

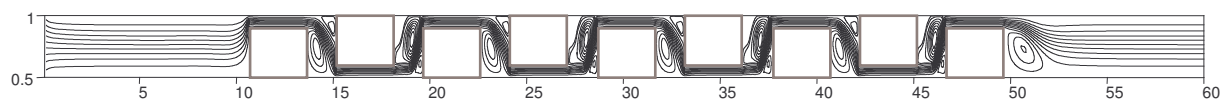


Figure 3 : Lignes de courant pour $H_p = 0.8$ et $Da = 10^{-6}$.

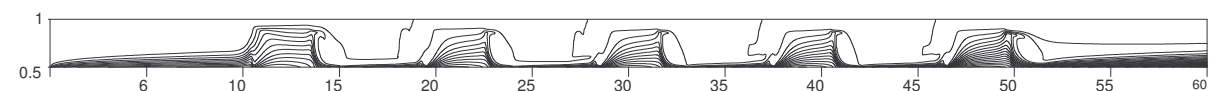


Figure 4 : Isothermes pour $H_p = 0.8$, $Da = 10^{-5}$ et $R_k = 1$.

La variation du nombre de Nusselt moyen avec la perméabilité du milieu poreux est représentée sur la figure 5. On constate que le meilleur taux de transfert de chaleur est obtenu aux faibles nombres de Darcy où la structure de l'écoulement, très perturbé, favorise le brassage du fluide. L'augmentation du nombre de Darcy, permettant la pénétration du fluide dans les chicanes, nous mène de plus en plus vers le cas non poreux. En comparaison au cas fluide et malgré que le matériau poreux considéré est faiblement conducteur de chaleur,

l'utilisation des chicanes poreuses a conduit à une nette amélioration du transfert thermique qui a atteint par exemple à $H_p = h_p/D_h = 0.8$ et $Da = 10^{-6}$ environ 186 %.

Concernant la chute de pression donnée sous forme adimensionnelle par le coefficient de frottement moyen (figure 6), on observe que quand le nombre de Darcy augmente la chute de pression diminue à cause de la réduction de la résistance à l'écoulement. Pour des hauteurs de chicanes telle que $H_p < 1$, la chute de pression reste pratiquement constante jusqu'à une certaine valeur de Da (environ 10^{-4} pour $H_p < 0.8$). Ceci peut s'expliquer par le fait que pour ces valeurs de la perméabilité, le fluide ne traverse pas les chicanes et donc la variation de Da n'affecte pas le coefficient de frottement.

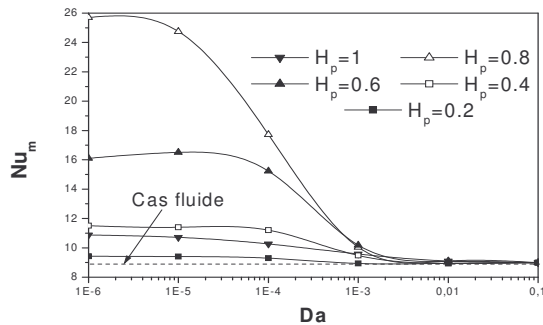


Figure 5 : Nombre de Nusselt moyen en fonction de la perméabilité : $R_k = 1$.

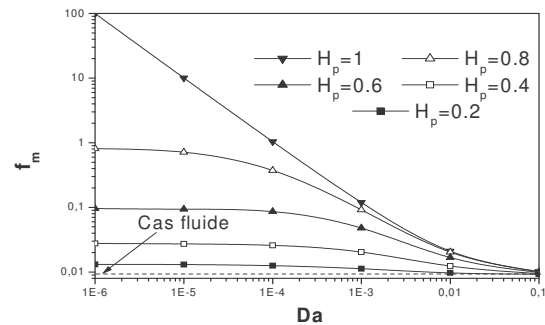


Figure 6 : Coefficient de frottement moyen en fonction de la perméabilité.

L'effet de la hauteur des chicanes est illustré sur la figure 7. Aux faibles perméabilités ($Da \leq 10^{-3}$), il apparaît un résultat intéressant : le nombre de Nusselt moyen croît avec H_p mais d'une façon non monotone puisqu'il existe une hauteur optimale, fonction du nombre de Darcy (pour $Da < 10^{-3}$, $H_{popt} = 0.8$ alors qu'à $Da = 10^{-3}$, $H_{popt} = 0.6$), où Nu_m atteint son maximum. Au-delà de cette hauteur, la performance de l'échangeur décroît mais reste toujours supérieure à celle du cas fluide. Pour les grandes perméabilités, l'effet de la hauteur des chicanes sur le transfert de chaleur est très faible et on tend vers le cas fluide.

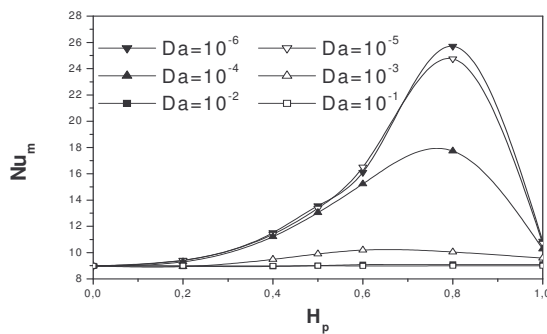


Figure 7 : Nombre de Nusselt moyen en fonction de la hauteur : $R_k = 1$.

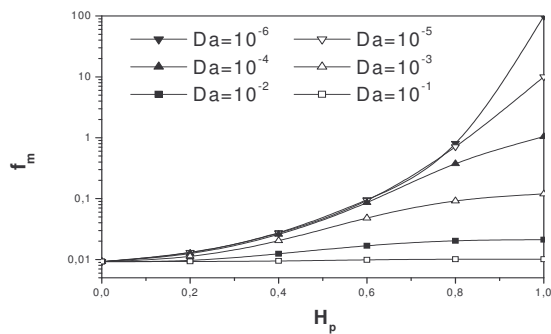


Figure 8 : Coefficient de frottement moyen en fonction de la hauteur.

L'augmentation de la hauteur des chicanes conduit à un accroissement de la chute de pression qui devient significative à partir d'une valeur de H_p autour de 0.4 aux grandes perméabilités et autour de 0.2 aux faibles nombres de Darcy comme il apparaît sur la figure 8.

L'effet de l'accroissement du rapport des conductivités thermiques sur le transfert de chaleur est représenté sur la figure 9. Il apparaît un accroissement de Nu_m avec R_k à cause de

l'augmentation du taux de transfert de chaleur par conduction vers le fluide. Cette augmentation est plus importante aux grandes perméabilités ($Da \geq 10^{-3}$) à cause de la grande quantité de fluide pénétrant le milieu poreux et donc une plus grande extraction de la chaleur à la paroi chaude. Les cas à faibles perméabilités ne sont dépassés qu'au-delà d'une certaine valeur de R_k . Ainsi le cas à $Da = 10^{-3}$ devient plus performant que les cas à $Da = 10^{-6}$ et $Da=10^{-4}$ à partir de $R_k = 10$ alors que pour le cas à $Da = 10^{-2}$ c'est plutôt à partir de $R_k = 5$.

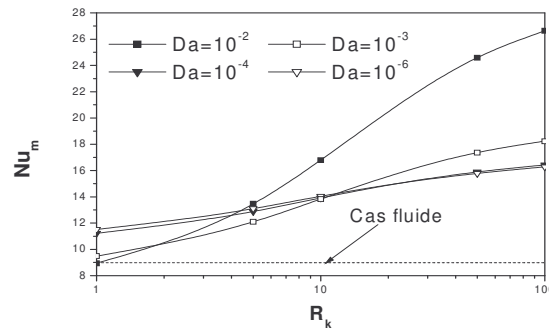


Figure 9 : Nombre de Nusselt moyen en fonction de R_k : $H_p = 0.4$.

6. Conclusion

Le présent travail illustre l'intérêt d'utilisation de chicanes poreuses dans les échangeurs de chaleurs tubulaires en vue de l'amélioration de leurs performances. Pour un matériau poreux faiblement conducteur de chaleur ($R_k = 1$), le plus grand taux de transfert de chaleur est obtenu aux faibles perméabilités et grandes hauteurs. L'augmentation du rapport des conductivités thermiques conduit à une amélioration du transfert thermique en particulier aux grandes valeurs du nombre de Darcy. L'insertion de chicanes poreuses a pour effet d'augmenter la chute de pression dans l'échangeur de chaleur. Cette augmentation est plus importante aux faibles Da et grandes H_p .

Références

- [1] A. E. Bergles and R. L. Webb, A guide to the literature on convective heat transfer augmentation, *Adv. Enhanc. Heat Transfer ASME Symposium*, HTD43 (1985), 81-90.
- [2] S. Chikh, A. Boumedien, K. Bouhadeef and G. Lauriat, Analytical solution of non-Darcian forced convection in an annular duct partially filled with a porous medium, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38 (1995), 1543-1551.
- [3] K. Bouhadeef, S. Chikh, A. Boumedien and G. Lauriat, Effect of porous substrate addition on heat exchanger efficiency, *Trans IMechE C565/021/99*, (1999), 13-18.
- [4] M. K. Alkam and M. A. Al-Nimr, Improving the performance of double-pipe heat exchangers by using porous substrates, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42 (1999), 3609-3618.
- [5] N. Allouache and S. Chikh, Second law analysis in a partially porous double pipe heat exchanger, *Trans. ASME J. Appl. Mechanics*, 73 (2006), 60-65.
- [6] J. J. Hwang, Turbulent heat transfer and fluid flow in a porous-baffled channel, *AIAA J. Thermophys. Heat Transfer*, 11 (1997), 429-436.
- [7] Y. T. Yang and C. Z. Hwang, Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porous baffled channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46 (2003), 771-780.
- [8] B. Monte Da Silva Miranda and N. K. Anand, Convective heat transfer in a channel with porous baffles, *Numer. Heat Transfer*, 46 (2004), 425-452.
- [9] S. V. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*, McGraw-Hill, New York (1980).