

Reduction of hot points formation in a heat tube bundle exchanger

Youcef Kamla ^{a *}, Mohamed Bouzit ^a, Djamel Sahel ^a, Warda Boudaoud
^a, Abdelkader Karas ^b

^a Université des sciences et de la Technologie - Mohamed Boudiaf - d'Oran BP 1505, El-M'Naouer,
Oran 31000, Algérie

^b Université de Khemis miliana

ARTICLE INFO

Article history :

Received September 2014

Accepted June 2015

Keywords :

Hot points ;

LHTA ;

Heat exchangers ;

Baffles.

ABSTRACT

Among the major problems in the use of baffles in heat exchangers is the formation of hot points due to the stagnation of the flow behind baffles. The present work shows a design of a porous space in the baffles in order to shake the dead zones behind these baffles. The numerical investigation is based on the Navier Stocks averaged (RANS) using FLUENT software. The results validated by experimental data from the literature shows that the porous space presented in this paper reduces in an observable manner the hot points and increase the heat transfer rate.

©2015 LESI. All right reserved.

1. Introduction

Plusieurs installations industrielles ont une charge thermique élevée, des dimensions de plus en plus compliquées et ont besoins toujours d'un rendement élevé, par exemple les échangeurs de chaleurs utilisés pour le refroidissement ou le chauffage des huiles et quelques produits gazeux. Depuis des décennies, les techniques d'augmentation du taux de transfert thermique utilisent des chicane attachées sur la surface de chauffage afin de fournir une meilleur intensité de transfert thermique et favoriser la turbulence. Mais comme toutes les applications industrielles, les chicanes créent deux problèmes majeurs : les pertes de pression et la formation des points chauds particulièrement derrière les chicanes. Pour la conception des échangeurs de chaleurs où les chicanes jouent le rôle d'un générateur de vortex, la majorité des travaux sont basés sur plusieurs paramètres tels que la forme des chicanes ; par exemple la forme V. [1-6] et la forme W. [7]. Toutes les formes proposées dans ces travaux améliorent le taux de transfert thermique et associent des pertes de pression catastrophiques. L'angle d'attaque prend la particularité par plusieurs

*Email : kamla_youcef@yahoo.fr

auteurs, Dutta et al. [8] ont conclu dans leur travail expérimental que la taille, la position et l'orientation des chicanes influent toutes sur le taux de transfert thermique. Parmi les problèmes majeurs d'insertion de chicanes sur les parois des canaux, la formation des zones à faible taux de transfert thermique (LHTA) et particulièrement derrière les chicanes. Ce problème a été corrigé de manière significative par Liu et al. [9], Jin et al. [10] en introduisant l'utilisation de chicanes perforées.

L'angle d'orientation est aussi un paramètre important qui s'est abordé dans la littérature avec les travaux de Tandiroglu et al. [11]. Ils ont examiné expérimentalement la dissipation d'énergie dans un tube muni de chicanes semi circulaires avec trois angles d'orientation $\beta = 45^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ et trois rapports d'espacement $H/D = 1, 2$ et 3. Ils ont conclu que la chicane de type 9031 représente un meilleur choix pour un bon transfert thermique. Dans le même travail, Tandiroglu. [12] a présenté des formules empiriques pour les calculs du nombre de Nusselt ainsi que le facteur de frottement. Dans un autre travail, Tandiroglu. [13] a examiné la génération de l'entropie pour les différents types de chicanes.

L'idée du présent article est une combinaison entre l'angle d'orientation présenté par Tandiroglu. [12] et l'espace perforé utilisé par Liu et al. [9] dans le cadre de la réduction de la formation de zones à faible taux de transfert thermique.

2. Configuration de l'écoulement et formulation mathématique

2.1. Géométrie de tubes et de chicanes

Tandiroglu et al. [11] ont présenté neuf tubes dans leur étude expérimentale. Dans ce travail, on garde toutes les dimensions selon la référence [11] sauf la longueur (L) des tubes qui est égale à 319mm à cause de la limitation de moyens informatiques disponibles. Le diamètre des tubes (D) est égale à 31mm . Le rapport de diamètre (H/D) est égale à 1, 2,3 où H est l'espacement entre deux chicanes successives. L'angle d'orientation de chicanes (β) est égale à $45^\circ, 90^\circ$ et 180° .

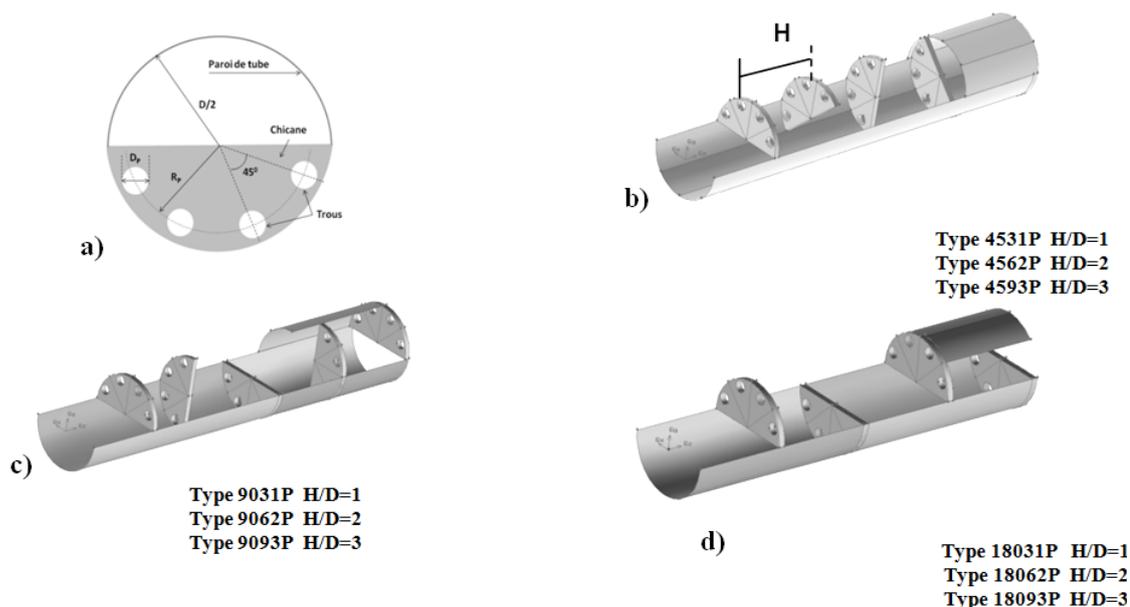


Fig. 1. Géométrie de chicanes après la perforation.

L'intérêt de ce travail est de proposer un espace perforé par quatre trous dans ces chicanes de manière à ce que le fluide de fonctionnement (air) passe par ces trous et agite les zones stagnées derrière les chicanes. La Figure 1.a montre la position des trous sur la chicane, où D_P étant le diamètre des trous ($D_P/D = 0,129$), R_P est le rayon formé par le périmètre qui passe par les trous et l'axe de tube ($R_P/D = 0,419$), et l'angle de 45° montré sur la Figure 1.a représente le décalage angulaire entre les trous. Cette conception peut augmenter l'exécution de transfert thermique en réduisant la formation des zones à faible taux de transfert thermique. La Figure 1.b, c et d nous donne une vue générale sur la forme des chicanes après la perforation.

2.2. Modèle mathématique

Les équations gouvernantes sont les équations de RANS (Reynolds averaged Navier–Stokes) et l'équation d'énergie.

L'équation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

L'équation de conservation de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

Où : u' est la fluctuation moyenne de la vitesse.

Equation d'énergie

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\Gamma + \Gamma_t) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

Où : Γ est la diffusivité thermique moléculaire, donnée par $\Gamma = \mu/pr$, Γ_t est la diffusivité thermique turbulente, donnée par $\Gamma_t = \mu_t/pr_t - \overline{\rho u_i u_j}$. Sont les contraintes de Reynolds calculées par l'hypothèse de Boussinesq. Pour la fermeture de système on base sur le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ réalisable.

Le Coefficient de frottement f est calculé par la chute de pression ΔP à travers le tube :

$$f = \frac{2}{(L/D_h)} \frac{\Delta p}{\rho U^2} \quad (4)$$

L'étude du comportement thermique des chicanes basées sur le nombre de Nusselt local, est donné par :

$$Nu_{(x)} = \frac{h_{(x)} D_h}{(k_f)} \quad (5)$$

Où $h(x)$ étant le coefficient d'échange thermique.

Et le nombre de Nusselt moyen :

$$Nu_{(x)} = \frac{1}{A} \int Nu_{(x)} \partial A \quad (6)$$

Le coefficient de performance η est donné par :

$$\eta = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3} \quad (7)$$

2.3. Condition aux limites

A l'entrée du canal, la température d'admission de l'air est égale à $300^\circ K$ ($P_r = 0.71$). Les propriétés physiques de l'air sont constantes. La condition de non-glissement est mise en application sur les parois des tubes. La température des parois est constante, est maintenue à $350^\circ K$.

2.4. Procédure numérique

La méthode de volumes finis utilisé dans ce travail basée sur l'algorithme SIMPLE. Le maillage non structuré générés sur les domaines de calculs est de type tétraédrique a été examinées par le solveur FLUENT. Une séries de maillages a été effectuée à l'aide de pro-processeur Gambit 2.3.16 afin de choisir approximativement 660000 éléments qui représente des résultats stables pour les différents domaines. Le FLUENT est utilisé pour calcule de l'écoulement de fluide et de transfert thermique. Les termes convectifs dans les équations régissant sont discrétisées par le schéma de premier ordre. Les facteurs de sous-relaxation sont sélectionnées par défaut du solveur utilisé. Le critère de convergence des résiduels sont ; $10 - 3$ pour les équations d'écoulement et $10 - 6$ pour l'équation d'énergie.

3. Comparaison de résultats

Les Figures 2 et 3 représentent une comparaison entre les résultats de présent travail effectuées sur un tube lisse et des formules empiriques de nombre de Nusselt et le coefficient de frottement. On résume ces résultats sur le tableau suivant :

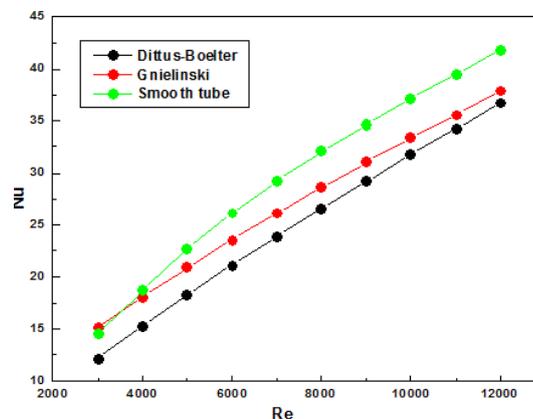


Fig. 2. Comparaison des résultats de nombre de Nusselt.

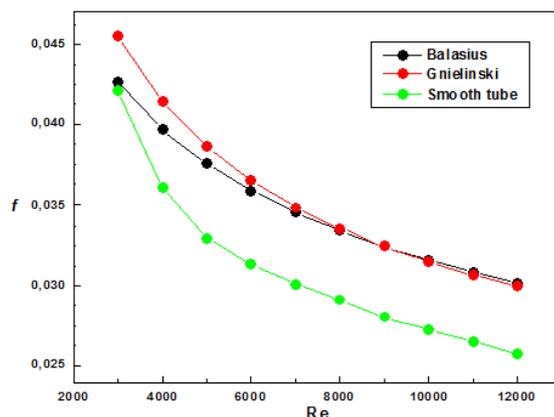


Fig. 3. Comparaison des résultats de coefficient de frottement.

Table 1. Comparaison de résultats.

Nombre de Nusselt Nu		Coefficient de frottement f	
Dittus-Boelter	Gnielinski	Balasius	Gnielinski
$\pm 12.4\%$	$\pm 10\%$	$\pm 14.1\%$	$\pm 13.3\%$

Corrélation de Dittus-Boelter :

$$Nu = 0.023Re^{0.8} Pr^{0.4} \text{ Pour } Re \geq 10000 \tag{8}$$

Corrélation de Gnielinski :

$$Nu = [(f/8)] Re Pr / \left[1 + 27 (f/8)^{1/2} \left(Pr^{2/3} - 1 \right) \right] \text{ Pour } 2300 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6 \tag{9}$$

Corrélation de coefficient de frottement d'après le diagramme de Moody :

$$f = 0.316Re^{-0.25} \text{ Pour } Re \leq 2 \cdot 10^4 \tag{10}$$

Corrélation de Gnielinski :

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64) \text{ Pour } 2300 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6 \tag{11}$$

4. Résultats et discussions

4.1. Points chauds et le transfert thermique

Les zones à faible taux de transfert thermique dues à la formation des zones de recirculation à très faible vitesse. Ces dernier créent les points chauds (où LHTA).

Liu et al. [9] basent sur le nombre de nusselt pour détecter les zones à faible taux de transfert thermique (LHTA).

Dans ce travail on se base sur la température maximale de la paroi pour détecter les canaux chicanés à forte ou moins forte formation de points chauds.

La Fig 5 représente la variation de la température maximale de la paroi en fonction de l'angle d'orientation de chicane β pour les nombre de Reynolds 3000, 6000, 9000,12000. La Figure 4 montre la distribution des points chauds sur la paroi pour $H/D = 1$, $\beta = 45^\circ$, 90° et 180° . Ces Figs. montrent les phénomènes suivants :

- La température maximale de la paroi diminue suivant l'augmentation du nombre de Reynolds. Alors l'augmentation de nombre de Reynolds diminue la formation des points chauds.

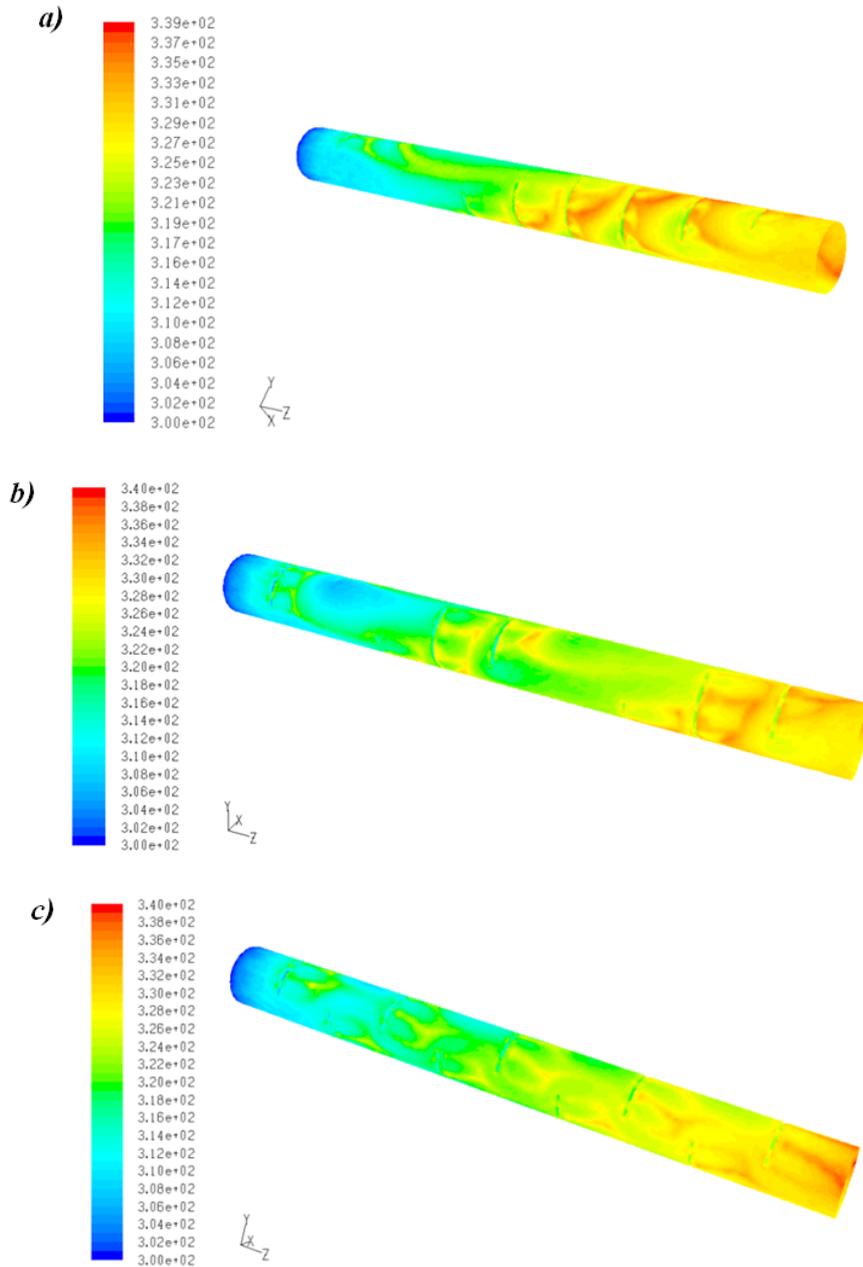


Fig. 4. Distribution des points chauds sur les parois : a) $\beta=45^\circ$, b) $\beta=90^\circ$, c) $\beta=180^\circ$, ($H/D=1$, $Re=12000$).

- Généralement, le rapport de diamètre $H/D = 1$ pour tous les cas , la température maximale de la paroi est moindre par comparaison avec les cas de $H/D = 2$ et 3 , donc $H/D = 1$ est le meilleur choix pour la formation des points chauds.
- Généralement, l'angle d'orientation de chicane $\beta = 180^\circ$, représente le meilleur choix parce que $T_w (max)$ est toujours petite par rapport aux autres cas.

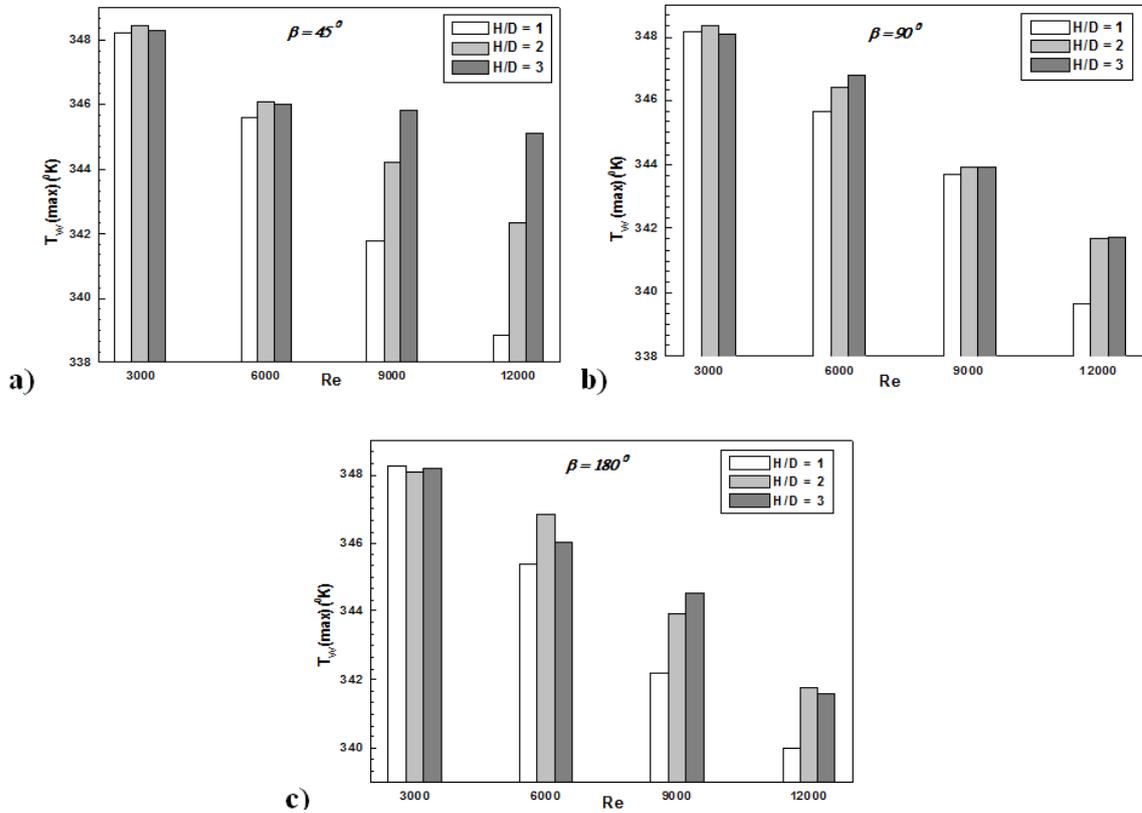


Fig. 5. Variation de la température maximale de la paroi en fonction de Re, β et H/D.

La Figure 6 représente la variation de nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds. Elle montre que l'angle d'orientation 45° représente le mauvais choix pour l'exécution du transfert thermique. Dans cette figure le type 18031P représente un meilleur taux de transfert thermique d'environ de 130 à 400 % par rapport au tube lisse.

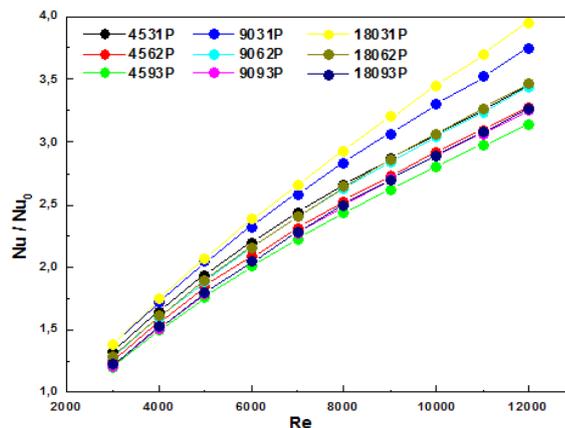


Fig. 6. Variation du nombre de Nusselt en fonction des nombres de Reynolds.

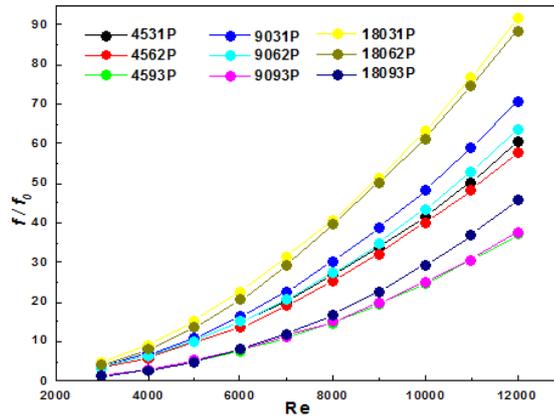


Fig. 7. Variation du coefficient de frottement en fonction des nombres de Reynolds.

4.2. Pertes de pression

Comme tous les travaux proposés dans la littérature, les géométries étudiées dans ce travail posent le problème de pertes par frottement. La Figure 7 représente la variation de perte par frottement en fonction de nombres de Reynolds. Cette figure montre que l'angle d'orientation 90° représente un minimum de pertes par frottement et le type 18031P assure maximum valeurs de coefficient de frottement d'environ de 5 à 90 fois par rapport au tube lisse. La Figure 8 illustre la variation de coefficient de performance thermique en fonction de nombres de Reynolds. Cette figure montre que le coefficient de performance thermique déminu en fonction de Re dans les cas de rapport d'espacement $H/D = 3$. Le type 18093 assure maximum facteur de performance thermique environ de 1.15.

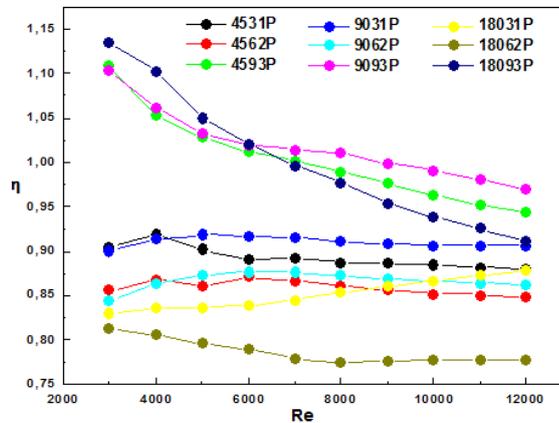


Fig. 8. Variation du coefficient de performance thermique en fonction des nombres de Reynolds.

5. Conclusions

Une investigation numérique a été effectuées dans ce travail pour examiner le comportement thermique et dynamique de l'écoulement turbulent dans un tube circulaire muni de chicanes semi-circulaires et perforées. Les résultats numériques montrent que l'angle d'orientation et l'espacement des chicanes influent directement sur l'exécution du transfert thermique par la diminution de formation des points chauds et les pertes par frottement. Particulièrement ces résultats représentent la chicane de type 18031P comme

meilleur choix dans le phénomène de transfert de chaleur car ce dernière assure un meilleur taux de transfert thermique d'environ de 130-400%, par conséquence cette augmentation associe une perte de pression de 5 à 90 fois par comparaison au tubes lisses.

REFERENCES

- [1] Dong H. L., Dong-Ho R., Kyung M. K., Hyung H. C., Hee K. M. 2009. Detailed measurement of heat/mass transfer with continuous and multiple V-shaped ribs in rectangular channel. *Energy* 34, pp.1770–1778.
- [2] Wei P., Pei-Xue J., Yang-Ping W., Bing-Yuan W. 2011. Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in channels with different types of ribs. *Applied Thermal Engineering* 31, pp. 2702-2708.
- [3] Pongjet P., Wayo C., Sutapat K., Chinaruk T., 2011. Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline V-shaped discrete ribs. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 38, pp. 1392–1399.
- [4] Pongjet P., Withada J., Sutapat K., Chinaruk T., 2012. 3D simulation of laminar flow and heat transfer in V-baffled square channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39, pp. 85–93.
- [5] Hans V.S., Saini R.P., Saini J.S., 2010. Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with multiple v-ribs. *Solar Energy* 84, pp. 898–911.
- [6] Sukhmeet S., Subhash C., Saini J.S., 2012. Exergy based analysis of solar air heater having discrete V-down rib roughness on absorber plate. *Energy* 37, pp. 749-758.
- [7] Atul Lanjewar J.L., Bhagoria R.M., Sarviya., 2011. Heat transfer and friction in solar air heater duct with W-shaped rib roughness on absorber plate. *Energy* 36, pp. 4531-4541.
- [8] Prashanta D., Akram H., 2005. Internal cooling augmentation in rectangular channel using two inclined baffles. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 26, pp. 223–232.
- [9] Huichun L., Jianhua W., 2011. Numerical investigation on synthetical performances of fluid flow and heat transfer of semiattached rib-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54, pp. 575–583.
- [10] Qiang J., Songlin L., Min Li., Weihua W., 2012. Numerical Investigation of heat transfer enhancement in ribbed channel for the first wall of DFLL-TBM in ITER, *Fusion Engineering and Design*-Article in Press.
- [11] Ahmet T. , Teoman A., 2006. Energy dissipation analysis of transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts. *Applied Thermal Engineering* 26, pp. 178–185.
- [12] Ahmet T., 2006. Effect of flow geometry parameters on transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49, pp. 1559–1567.
- [13] Ahmet T., 2007. Effect of flow geometry parameters on transient entropy generation for turbulent flow in circular tube with baffle inserts. *Energy Conversion and Management* 48, pp. 898–906.