



Caractérisation de l'écoulement laminaire et du transfert thermique dans un ECTPA équipé de générateurs de vortex

SAHEL Djamel

Département de Sciences Techniques, Faculté de Technologie, Université de Amar Telidji-Laghouat, Algérie

E-mail: djamel_sahel@ymail.com

Abstract — Une étude numérique a été effectuée dans ce papier pour étudier les comportements de transfert de chaleur et de l'écoulement de l'air dans un échangeur de chaleur de tubes plats à ailettes (ECTPA) équipé de générateurs de vortex complexes (CVG). Une nouvelle conception de CVGs a été proposée dans le présent article, elle consiste des CVGs formés de deux parties : Une partie plate avec différents angles d'attaque ($\beta = 0^\circ, 20^\circ, 40^\circ$ et 60°) et une partie curviligne avec divers angles de courbure ($\alpha = 30^\circ, 45^\circ$ et 60°). Les changements dans le rapport de position des CVG (R^*) à l'intérieur du tube sont également étudiés ($R^* = 1,375, 1,750$ et $2,125$). Dans une comparaison avec des tubes sans CVG, la nouvelle conception suggérée et surtout le cas avec $\beta = 60^\circ, \alpha = 60^\circ$ et $R^* = 2,125$ améliorent significativement le transfert de chaleur (augmentation d'environ de 76%) avec une pénalité modérée de perte de pression. En plus, des corrélations fiables ont été proposées pour prédire le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement dans un échangeur de tubes plats à ailettes.

Mots clés — Générateur de vortex complexe ; Transfert de chaleur ; L'écoulement d'un fluide ; Échangeur de chaleur à ailettes et à tubes plats ; CFD.

I. INTRODUCTION

L'échangeur de chaleur de tubes à ailettes est couramment utilisé dans de nombreux systèmes industriels tels que les systèmes de climatisation, les radiateurs d'automobiles, les réfrigérateurs et des autres applications. L'efficacité thermique de ces systèmes est très faible ce qu'affronte une consommation immense de l'énergie. Par conséquent, il est nécessaire de réduire ces dépenses en augmentant le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur de tubes à ailettes. D'après la littérature, la modification de la géométrie de la surface des ailettes [1-7] et l'insertion de générateurs de vortex (VG) sont généralement les techniques efficaces utilisées pour améliorer les comportements thermiques des échangeurs de chaleur de tubes à ailettes. D'autre part, les performances de l'échangeur de chaleur côté gaz sont faibles par rapport aux fluide liquide et à changement de phase. Lorsque la résistance

à la convection au côté air est généralement dominante en raison des propriétés thermo-physiques de l'air [8, 9].

La production de la turbulence par l'insertion des VGs est une stratégie efficace pour améliorer les performances thermiques des échangeurs de chaleur. L'emplacement de VGs dans la direction de l'écoulement empêche non seulement le développement de la couche limite thermique, mais produit également des vortex longitudinaux et une déstabilisation de la structure d'écoulement pour améliorer le phénomène de transfert de chaleur dans tels systèmes. Pour ces intérêts, plusieurs auteurs ont proposé différentes formes de VG. Le type Winglet de VGs est largement utilisé dans la littérature. Ils sont connus pour leur efficacité sur les coefficients de transfert de chaleur et la génération de vortex [10-15]. Afin de réduire la zone de sillage et de générer des vortex longitudinaux à l'arrière du tube circulaire, Lin et al. [16] ont proposé nouveau modèle des échangeurs de chaleur avec des générateurs de vortex Delta-winglet courbés et perforés (CDWVG) sur la surface à ailettes. Ils ont étudié plusieurs paramètres, tels que les emplacements radiaux et circumférentiels, la hauteur et la longueur des CDWVG. Ils ont constaté que les CDWVG peuvent non seulement guider l'écoulement pour diminuer la taille de la région de sillage, mais aussi produire des écoulements secondaires pour améliorer le transfert de chaleur de la surface de la nageoire. Pour l'air circulant dans une gamme de nombres de Reynolds entre 400 et 800, Sahel et al [17] ont étudié la performance d'une nouvelle conception de VG sous forme de forme isocèle avec différents angles d'attaque $\alpha = 0^\circ$ (générateur de vortex simple), $5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 25^\circ, 35^\circ$ et 45° . Ils ont rapporté que le générateur de tourbillons isocèles (IVG) avec $\alpha = 0^\circ$ assure une forte augmentation de coefficients de transfert de chaleur d'environ de 95%, et une réduction de 2,8 fois de la chute de pression par rapport au tube sans IVG. De plus, l'IVG avec $\alpha = 0^\circ$ assure des coefficients de performance thermique les plus élevés qu'ont varié entre 2,1 et 2,15 (selon les valeurs du nombre de Reynolds). Dans une étude expérimentale, Fiebig et al [18] ont testé l'effet des ailettes dans un échangeur de chaleur à trois tubes. Ils ont rapporté une augmentation de 55



à 65% du transfert de chaleur avec une augmentation correspondante de 20% à 45% de perte de pression pour un montage en ligne. L'étude courante a été réalisée en suggérant une nouvelle conception de VG dans un échangeur de chaleur de tubes-plats à ailettes. On propose des générateurs de vortex complexes (CVGs), ils sont constitués par deux parties : une partie plate avec différents angles d'attaque et une partie courbée avec différents angles. Cette conception est visée pour augmenter le phénomène de transfert thermique par l'intermédiaire de l'intensification de la turbulence la première partie, et en guidant l'écoulement de fluide vers la surface du tube plat par la deuxième partie.

II. MODELES PHYSIQUE ET NUMERIQUE

A. Configuration de CVGs et tubes

Comme montré dans Figure. 1, le CVG proposé est caractérisé par une partie plate avec quatre angles d'attaque différents ($\beta = 0^\circ, 20^\circ, 40^\circ$ et 60°) et une partie courbée avec différents angles ($\alpha = 30^\circ, 45^\circ$ et 60°). L'épaisseur de CVG (δ) est égale à 0.6 mm. Pour l'arrangement de tube, le rayon de la pièce circulaire du tube plat (S_T) est de 25.4 mm, et le lancement longitudinal de tube (S_L) est de 22.9 mm. La position de CVG-tube est caractérisée par le rapport R^* , où trois valeurs de ce rapport sont choisies : 1.375, 1.750 et 1.125.

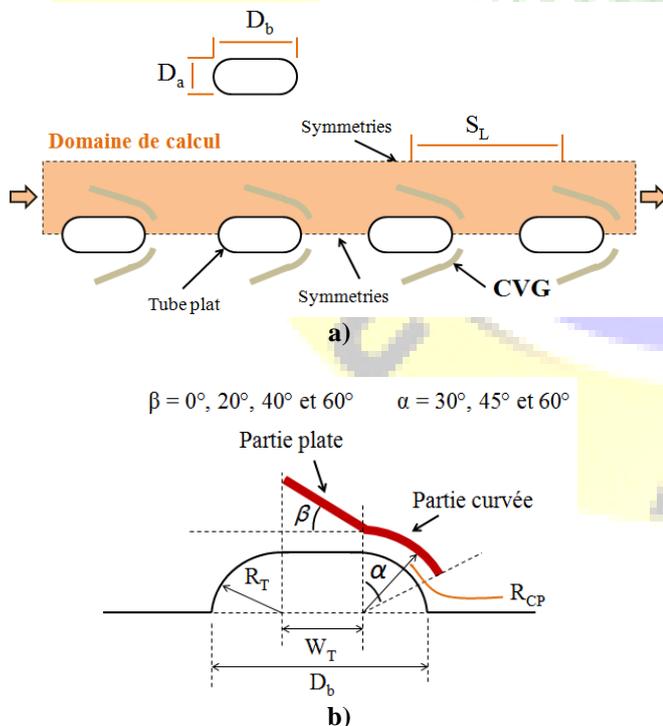


Fig. 1 (a) Configurations ECTPA CVGs, (b) et de CVG.

Le modèle numérique pour l'écoulement de fluide et le transfert thermique dans un échangeur de chaleur a été développé dans les prétentions suivantes :

- L'écoulement est laminaire et incompressible.
- Propriétés thermo-physiques de fluide constantes.
- Transfert thermique par rayonnement négligeable.

Fondé sur les hypothèses ci-dessus, l'écoulement de tube est régi par les équations de Navier-Stocks moyennés (RANS) et l'équation de l'énergie.

B. Paramètres Gouvernants

$$Re = \rho U_m D_h / \mu \quad (1)$$

$$Q = m_f C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (2)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{((T_{wall} - T_{in}) - (T_{wall} - T_{out}))}{\ln((T_{wall} - T_{in}) / (T_{wall} - T_{out}))} \quad (3)$$

$$Q = \dot{m}_f C_p (T_{wall} - T_{in}) / (A \Delta T_{lm}) \quad (4)$$

$$u = h D_h / k \quad (5)$$

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (6)$$

$$f = \Delta P / (0.5 \rho U_m^2) \quad (7)$$

$$\eta = (Nu / Nu_0) / (f / f_0)^{1/3} \quad (8)$$

C. Conditions aux limites

Les profils de vitesse et de température sont identifiés à la section d'admission. A l'entrée, une vitesse uniforme $U = U_{in}$ et de température constante 300°K . A la sortie, les conditions aux limites de Neumann sont employées pour toutes les variables. La paroi imperméable et aucun-glissent des états de paroi ont été mises en application sur la paroi de tube aussi bien que les générateurs de vortex. La température aux parois de tubes (T_w) est maintenue constante à 350°K tandis que le VGs sont assumés en tant que parois adiabatiques.

III. RESULTATS ET DISCUSSION

A. Validation de résultats

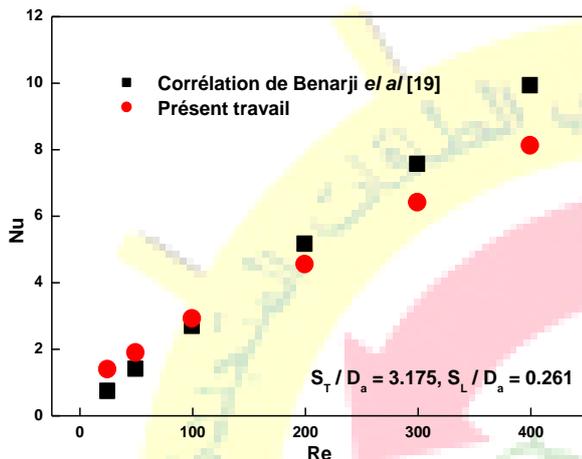
Les corrélations suivantes [19] permettent la prévision du nombre de Nusselt (eq. 9) et de coefficient de frottement (eq. 10) pour la configuration de tubes plats. Pour le tube sans CVG, les figures 2-a et le b montrent une comparaison des



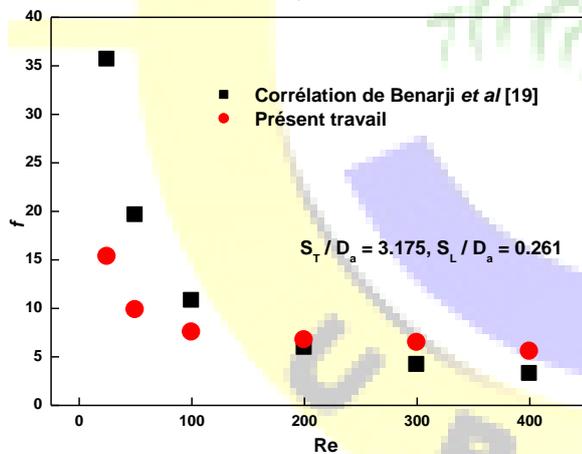
nombre de Nusselt et de coefficient de frottement, respectivement. Comme représenté sur cette figure, un accord satisfaisant est trouvé. Cependant, en plus de mailles examinées, la déviation observée dans cette comparaison est probablement dû à la fiabilité de ces corrélations.

$$Nu = 0.0059(Re)^{0.9454} (S_T / D_a)^{1.4968} (S_L / D_a)^{0.0312} \quad (9)$$

$$f = 11058.51(Re)^{-0.8625} (S_T / D_a)^{-8.8008} (S_L / D_a)^{0.2614} \quad (10)$$



a)



b)

Fig. 2 Validation (a) du nombre de Nusselt et de (b) coefficient de frottement.

B. Comportement hydrodynamique de l'écoulement

La zone stagnante est toujours indésirable dans les échangeurs de chaleur parce que dans ces régions la vitesse de fluide est très basse, menant au transfert thermique faible. Au contraire, la vitesse intense dans ces régions avec le gradient à hautes

températures est une raison principale d'augmenter l'exécution thermique dans les échangeurs de chaleur.

Fig. 3 montre la distribution axiale de la vitesse de la position de CVG avec $R^* = 2.125$, pour β de quatre angles = 0° , 20° , 40° et 60° , et de l'angle $\alpha = 60^\circ$ (pour la partie courvée) et $Re = 100$. De cette figure, nous nous concentrons sur l'élimination des régions stagnantes derrière les tubes. Dans le cas des tubes sans CVGs, la formation des zones de recyclage apparaît clairement derrière les tubes. Alors, la présence de CVGs intensifie évidemment la vitesse de fluide près de la paroi de tube et guide l'écoulement principal vers les régions derrière les tubes. Dans l'élévation de l'angle d'attaque (β), la zone stagnante est réduite, la vitesse est également augmentée. Dans cette section, le choix de $R^* = 2.125$ et $\alpha = 60^\circ$ est basé sur leur supériorité en termes de transfert thermique et le perfectionnement de l'écoulement de fluide par rapport aux autres cas ($R^* = 1.375$ et 1.750) et ($\alpha = 30^\circ$ et 45°), respectivement. Sur la base de ces comparaisons, une discussion détaillée est fournie dans les sections suivantes. En outre, avec l'élévation de l'angle de la partie inclinée (β), l'écoulement principal est bien guidé vers le mur de tube, résultant de ce fait une vitesse accrue et un coefficient de transfert thermique élevé.

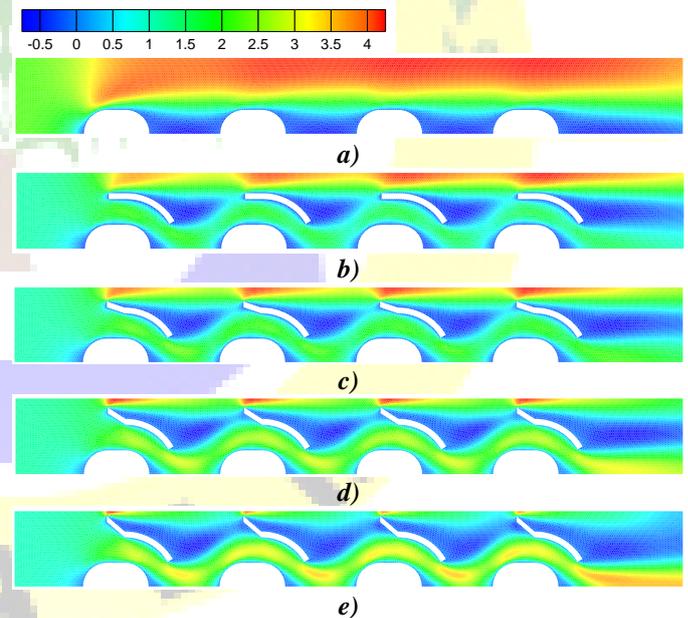


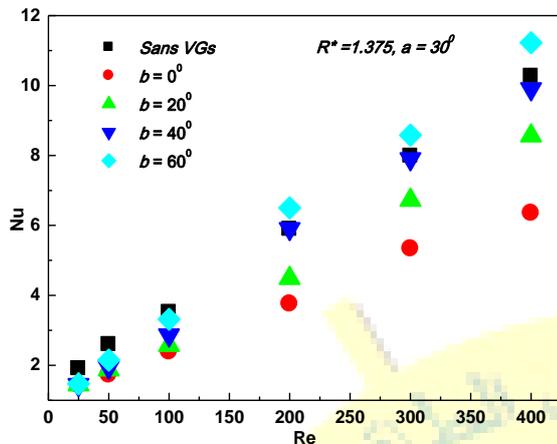
Fig. 3 Distribution de la vitesse axiale (a) $\beta = 0^\circ$, (b) $\beta = 20^\circ$, (c) $\beta = 40^\circ$, (d) $\beta = 60^\circ$ for $\alpha = 60^\circ$, Pour $Re=100$.

C. Transfert thermique

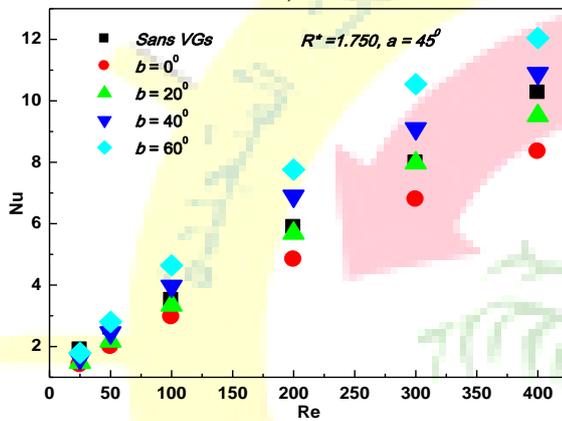
L'avantage de la présence d'une rangée de CVGs dans l'échangeur de chaleur est montré dans la Fig. 4. Il y a une



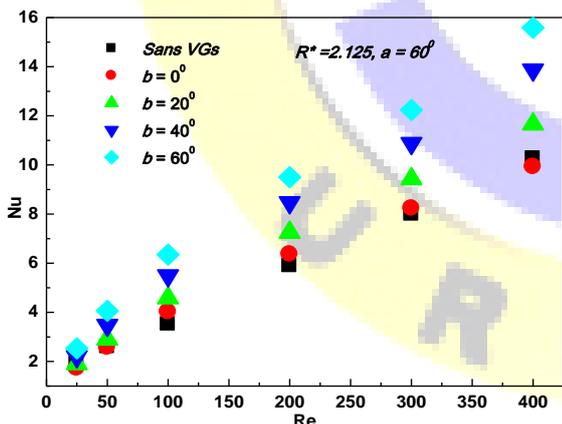
comme discuté ci-dessus. La présence de CVGs augmente le transfert thermique en produisant d'un écoulement et d'une élimination remarquable des zones de recirculation. Comparativement à ECTPA sans GV, les secteurs du gradient de basse température derrière les tubes sont réduits.



a)



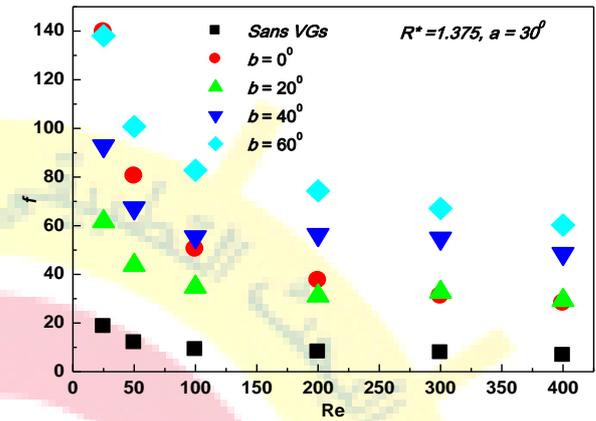
b)



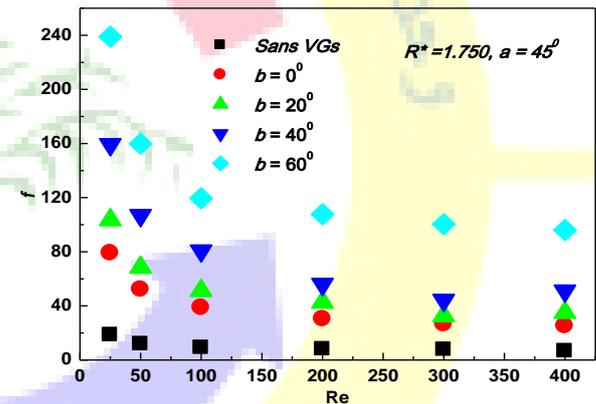
c)

Fig. 4 Variation de nombre Nusselt pour différents CVGs.

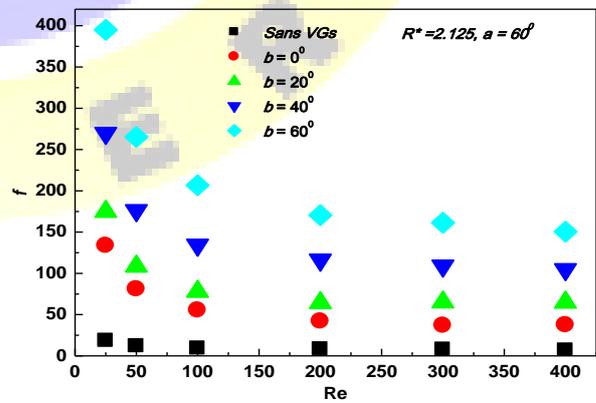
relation proportionnelle entre la vitesse et la formation des points chauds où le phénomène de transfert de chaleur par convection dépend généralement de la vitesse de fluide,



a)



b)



c)

Fig. 5 Variation de coefficient de frottement pour différents CVGs.



**Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et
Renouvelables**
**The 5th International Seminar on New and Renewable
Energies**

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 24 - 25 Octobre 2018



Comme illustré précédemment, la comparaison entre les trois cas ($R^* = 1.375$ et 1.750 et 2.125) prouve que le troisième cas (c.-à-d. $R^* = 2.125$) peut être choisi en tant que le meilleur pour l'élimination des points chauds, parce que l'écoulement principal passant entre le CVGs et les tubes dans le premier cas rapporte une augmentation de la vitesse près des tubes. Pour prévoir l'effet de ces paramètres, nous avons proposé une corrélation (eq. 11) pour calculer le nombre de Nusselt pour des nombres de Reynolds s'étendant de 25 à 400.

$$Nu = 0.0031 Re^{0.658} (R^*)^{0.5302} \alpha^{0.777} \exp(0.0081\beta) \quad (11)$$

D. Pertes de pression

La variation du coefficient de frottement pour différents nombres de Reynolds (s'étendant de 25 à 400) sont montrés dans la figure. 5. Des effets des angles de la partie courbée (α), de partie plate (β) et du rapport de position (R^*) sont présentés dans cette figure. Nous notons que la diminution proportionnelle de coefficient de frottement avec le nombre de Reynolds, et il augmente en fonction de l'augmentation de β et R^* .

D'autre part, une corrélation a été proposée (eq. 12) pour prévoir les coefficients de frottement pour ces configurations géométriques.

$$f = 64.29 Re^{-0.247} (R^*)^{0.2302} (-0.0008 \alpha + 1.12) \exp(0.02 \beta) \quad (12)$$

IV. CONCLUSION

Une nouvelle conception des générateurs de vortex complexes (CVGs) qu'ont été proposés pour augmenter l'exécution du transfert de chaleur de tubes plats à ailettes (ECTPA). Les effets de l'angle de la partie courbée (α), de la partie plate de l'angle d'attaque (β), et des positions de CVG (R^*) ont été étudiés. L'inclinaison de la partie plate de CVGs constitue un passage convergent qui peut guider le fluide principal vers le mur de tube, menant aux fluctuations intensifiées de turbulence et de vitesse sur la surface de tube. L'augmentation de l'angle incurvé de CVGs aide à guider le fluide vers la région derrière les tubes, résultant de ce fait une réduction de la taille de région stagnante et une élimination des points chauds. La chute de pression est également augmentée avec les augmentations des trois paramètres géométriques (parties courbées, parties plates et position de CVG-tube). La meilleure conception de CVG est celle de $\beta = 60^\circ$, $\alpha = 60^\circ$ et $R^* = 2.125$, qui rapporte une augmentation du coefficient de transfert thermique de 76 %, et une réduction de la chute de pression d'environ de 16 fois, comparativement au tube sans CVGs.

| Symboles | | | |
|-------------|--|-------------------------|---|
| \tilde{A} | Surface d'échange thermique [m ²] | Re | nombre de Reynolds [$\rho \cdot U_m \cdot D_h / \mu$] |
| C_p | chaleur spécifique [J/kg K] | T | Température [°K] |
| D_h | diamètre Hydraulique [m] | Lettres Grecques | |
| D | Diamètre de tube [m] | δ | épaisseur du GV [m] |
| f | coefficient de frottement | μ | viscosité dynamique [kg/ms] |
| h | coefficient d'échange thermique [W/m ² · K] | ρ | densité [kg/m ³] |
| k | conductivité thermique [W/m 2 K] | η | coefficient de performance thermique |
| Nu | nombre de Nusselt [$h \cdot D_h / k$] | Abréviations | |
| m_f | débit massique [kg / s] | ECTPA | échangeur de chaleur de tubes plats à ailettes |
| Q | taux de transfert thermique [W] | CVG | Complexe Vortex Generator |
| U_m | Vitesse d'entrée [m/s] | | |

REFERENCES

[1] R. Yun, Y.B. Kim, Y.C. Kim, Air side heat transfer characteristics of plate finned tube heat exchangers with slit fin configuration under wet conditions, Appl. Therm. Eng. 29, (2009) 3014-3020.
[2] L. Tian, Y.L. He, Y.B. Tao, W.Q. Tao, A comparative study on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchanger with punched delta

winglets in staggered and in-line arrangements, Int. J. Therm. Sci. 48, 1765-1776 (2009)
[3] T.L. Phan, K.S. Chang, Y.C. Kwon, J.T. Kwon, Experimental study on heat and mass transfer characteristics of louvered fin-tube heat exchangers under wet condition, Int. Comm. Heat. Mass Transf. 38, 893-899 (2011)
[4] C.C. Wang, J.S. Liaw, B.C. Yang, Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers data with larger diameter tube, Int. J. Heat. Mass Transf. 54, 1024-1029 (2011)



**Le 5^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et
Renouvelables**
**The 5th International Seminar on New and Renewable
Energies**

**Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 24 - 25 Octobre 2018**



- [5] A. Joardar, A.M. Jacobi, Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain- fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Refrig.* 311, 87-97(2008)
- [6] H. Huisseune, C. T. Joen, P.D. Jaeger, B. Ameel, S.D. Schampheleire, M.D. Paepe, Performance enhancement of a louvered fin heat exchanger by using delta winglet vortex generators, *Int. J. Heat. Mass Transf.* 56, 475-487(2013)
- [7] Z.M. Lin, L.B. Wang, Y.H. Zhang, Numerical study on heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with interrupted annular groove fin, *Appl. Therm. Eng.* 73 1465-1476 (2014)
- [8] B. Anoop, C. Balaji, K. Velusamy, A characteristic correlation for heat transfer over serrated finned tubes, *Annals of Nuclear Energy.* 85, 1052–1065 (2015)
- [9] H. Huisseune, S. D. Schampheleire, B. Ameel, M. De Paepe, Comparison of metal foam heat exchangers to a finned heat exchanger for low Reynolds number applications, *Int. J. Heat Mass Transfer.* 89, 1–9 (2015)
- [10] Y.L. He, H. Han, W.Q. Tao, Y.W. Zhang Numerical study of heat-transfer enhancement by punched winglet-type vortex generator arrays in fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer.* 55, 5449–5458 (2012)
- [11] A. Joardar, A.M. Jacobi, A numerical study of flow and heat transfer enhancement using an array of delta-winglet vortex generators in a fin-and-tube heat exchanger, *J. Heat Transfer.* 129, 1156–1167(2007)
- [12] K. Torii, K. M. Kwak, K. Nishino, Heat transfer enhancement accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin-tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer.* 45, 3795–3801(2002)
- [13] G. Biswas, N.K. Mitra, M. Fiebig, Heat-transfer enhancement in fin-tube heat-exchangers by winglet type vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transfer* .37, 283–291(1994)
- [14] M.J. Li, W.J. Zhou, J.F. Zhang, J.F. Fan, Y.L. He, W.Q. Tao, Heat transfer and pressure performance of a plain fin with radiantly arranged winglets around each tube in fin-and-tube heat transfer surface, *Int. J. Heat Mass Transfer.* 70, 734–744(2014)
- [15] A. Arora, P.M.V. Subbarao, R.S. Agarwal, Numerical optimization of location of 'common flow up' delta winglets for inline aligned finned tube heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.* 82, 329-340(2015)
- [16] Z. M. Lin, C. P. Liu, M. Lin, L. B. Wang, Numerical study of flow and heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with curved delta-winglet vortex generators, *Appl. Therm. Eng.* 88, (2015)198-210.
- [17] D. Sahel, R. Benzeguir, T. Baki, Heat transfer enhancement in a fin and tube heat exchanger with isosceles vortex generators, *Mechnika*, 21(6), 457-464(2015).
- [18] M. Fiebig, A. Valencia, N.K. Mitra, Wing-type vortex generators for fin-and-tube heat-exchangers, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 7, 287–295 (1993).
- [19] N. Benarji, C. Balaji, S.P. Venkateshan, Unsteady fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes, *Heat Mass Transf.* 44, 445–461(2008).

