

Simulation numérique du comportement dynamique et thermique de deux fluides en contre courant

Ahmed Youcef ^{1*} et Rachid Saim ^{2†}

¹ Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien, URERMS
Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER
01000 Adrar, Algérie

² Laboratoire Energétique et Thermique Appliquée, ETAP
Faculté de Technologie, Université Abou Bakr Belkaid, Tlemcen

(reçu le 20 Janvier 2017 - accepté le 30 Mars 2017)

Résumé - Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération des milieux intervenant dans le transfert thermique. Le souci technologique majeur des échangeurs de chaleur est l'amélioration de l'échange thermique entre les deux fluides tout en générant le moins de pertes de charges ou de leur réduire à leur plus bas niveau possible. Les objectifs principaux du présent article qui traite le comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée pour deux fluides est l'amélioration des performances des échangeurs de chaleur.

Abstract - Thermal exchanges occur in many sectors of human activities. In most of these activities, heat transfer must be carried out without alteration of the media involved in the heat transfer. The major technological concern of the heat exchangers is the improvement of the heat exchange between the two fluids while generating the least loss of loads or reducing them to their lowest possible level. The main objectives of this article, which deals with the dynamic and thermal behavior of a forced convection flow for two fluids, is to improve the performance of heat exchangers.

Mot clés: Echangeur de chaleur - Ailette triangulaire - Chicane - CFD.

1. INTRODUCTION

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases: c'est le cas des condenseurs, évaporateur. Le souci technologique majeur des échangeurs de chaleur est l'amélioration de l'échange thermique entre les deux fluides. Ces derniers temps, l'optimisation des performances porte plus particulièrement sur la circulation de fluide caloporteur pour extraire et transporter le maximum de calories vers le point d'utilisation.

Dans la littérature, il y a des études analytiques, numériques et expérimentales sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement des fluides en convection forcée dans des géométries complexes et qui sont en relation directe avec notre étude, commençant par Bazdidi-Tehrani *et al.* [1], qui ont présenté une analyse numérique du comportement dynamique et thermique d'un fluide s'écoulant dans un conduit muni de rangées de chicanes.

Leurs résultats ont montré que les obstacles 'de type chicanes' sont quelques peu inefficaces pour de grandes valeurs du rapport de blocage.

Tsay *et al.* [2], ont étudié numériquement le perfectionnement du transfert thermique d'un écoulement dans un canal muni d'une chicane verticale. L'influence de la taille de

* a_youcef83@yahoo.fr

† saimrachid@yahoo.fr

la chicane et des revêtements en arrière sur la structure d'écoulement, est étudiée en détail pour une gamme de nombre de Reynolds de 100 à 500. Ils ont constaté que l'introduction d'une chicane dans l'écoulement pourrait augmenter le nombre de Nusselt moyen de 190 %. Ils ont également observé que les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement sont fonction de la position de la chicane. Récemment, Saim *et al.* [3], ont présenté une étude numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air turbulent dans un canal horizontal de section rectangulaire muni des chicanes transversales.

Ils ont utilisé pour résoudre ce système muni des conditions aux limites la méthode des volumes finis, qui est basée sur l'algorithme SIMPLE. Les résultats numériques obtenus ont indiqué que les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent une zone de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane qui se déplace vers l'aval. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane. Ces zones tourbillonnaires sont responsables des variations locales du nombre de Nusselt le long des surfaces de chicanes et de la paroi en particulier au niveau de celles situées côté inférieur.

Plus récemment, une simulation numérique du comportement dynamique d'un écoulement turbulent traversant une conduite munie des chicanes transversales planes et ou trapézoïdales a été étudié par Saim *et al.* [4]. Cette étude a montré que l'usage des chicanes de forme trapézoïdale assure une augmentation considérable de vitesse par apport aux chicanes de forme rectangulaire, mais le seul inconvénient est provoqué par une augmentation du coefficient de friction.

Dans Yuan *et al.* [5], ces auteurs ont étudié expérimentalement un cas de conduit avec des ailettes rectangulaires périodiques le long de la direction de l'écoulement principal et un autre cas avec des ailettes en dérivé (Yuan *et al.* [6]). Ils ont mis en évidence une augmentation du transfert thermique par comparaison celui obtenu pour un conduit lisse.

Le comportement dynamique et thermique des écoulements turbulents et transitoires dans les conduites en présence d'obstacles et nervures a été également étudié expérimentalement et numériquement par Acharya *et al.* [7]. Le modèle k- ϵ est utilisé dans leur simulation numérique.

Roetzel [8], a étudié expérimentalement l'influence de la distance inter chicanes et ou la distance entre les chicane et la calandre sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur tubulaire. Afin d'évaluer le transfert de chaleur et la chute de pression dans une conduite rectangulaire avec des chicanes chevauchées, une étude expérimentale a été effectuée par M. Molki *et al.* [9], et on a constaté que ces hauteurs ont des chicanes qui augmentent la chute de pression beaucoup plus rapidement et augmentent le aussi le coefficient de transfert de chaleur.

Guo *et al.* [10], ont étudié le transfert thermique tridimensionnel dans un canal avec une chicane simple dans la région d'entrée. Des canaux semblables avec des tiges de perturbations 'au lieu des ailettes' ont été numériquement étudiés par Yuan *et al.* [11], pour une série de nombre de Reynolds de 50 à 700. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt peut atteindre 4 fois celui obtenu pour un canal à paroi lisse aux mêmes conditions mais avec une chute de pression beaucoup plus grande.

Bazdidi-Tehrani *et al.* [12], ont présenté une analyse numérique du comportement dynamique et thermique d'un fluide s'écoulant dans un conduit muni de rangées de chicanes. Leurs résultats ont montré que les obstacles 'de type chicanes' sont quelques peu inefficaces pour de grandes valeurs du rapport de blocage.

2. FORMULATION MATHÉMATIQUE DU PROBLÈME

2.1 Géométrie du problème

Le code "Fluent" a été utilisé pour simuler le transport de l'écoulement et l'évolution de la température. La configuration géométrique considérée dans le présent travail est illustrée sur la figure 1.

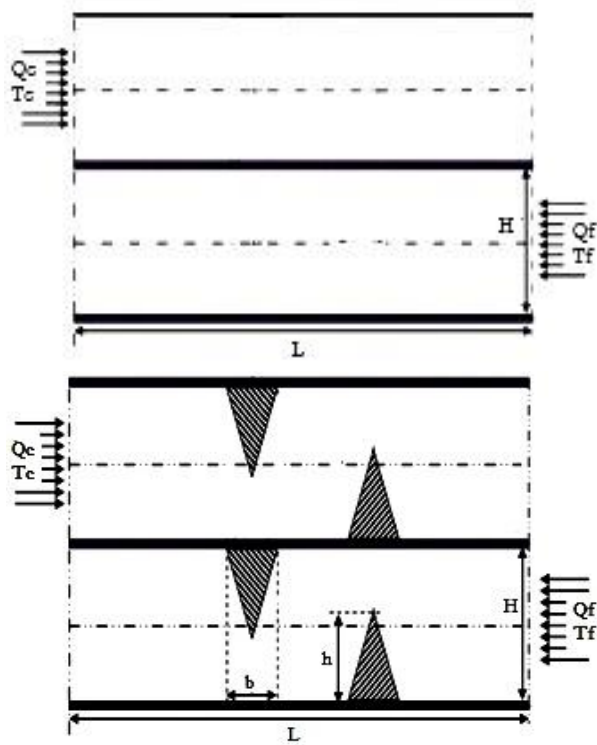


Fig. 1: Domaine d'étude

2.2 Equations gouvernantes

Les équations de la conservation peuvent se généraliser sous une seule forme d'équations aux dérivées partielles. Si on note toute variable générale mesurée par le symbole ϕ , L'équation différentielle générale s'écrit [13],

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho.\phi) + \text{div}(\rho.V.\phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi}.\text{grad}\phi) + S_{\phi}$$

Tableau 1: Différentes désignations de Φ , Γ et S

Type d'équation	Φ	Γ	S
Equation d'énergie	T	λ	0
Equations de la quantité de mouvement suivant X	u	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu.\frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu.\frac{\partial v}{\partial y}\right)$
Equations de la quantité de mouvement suivant Y	v	μ	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu.\frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu.\frac{\partial v}{\partial y}\right)$
Equation de continuité	1	0	0

3. DISCUSSIONS DES RESULTATS

Les données de dimensionnement de l'échangeur de chaleur sont tirées de la référence [14], à savoir: la longueur du canal: $L = 0.554$ m; la hauteur du canal: $H = 0.146$ m; la hauteur des ailettes: $h = 0.08$ m; l'épaisseur des ailettes: $b = 0.01$ m; la longueur entre l'entrée du canal et la première ailette: $L_1 = 0.223$ m; la longueur entre la sortie du canal et la deuxième ailette: $L_2 = 0.179$ m.

Pour cette étude, nous avons choisi les données suivantes pour les deux fluides chaud et froid [15], à savoir: le débit de fluide chaud 0.003 kg/s à la température $T_{fe} = 355$ K et le débit de fluide froid 0.008 kg/s à la température $T_{fe} = 300$ K.

1. Etude de champ dynamique

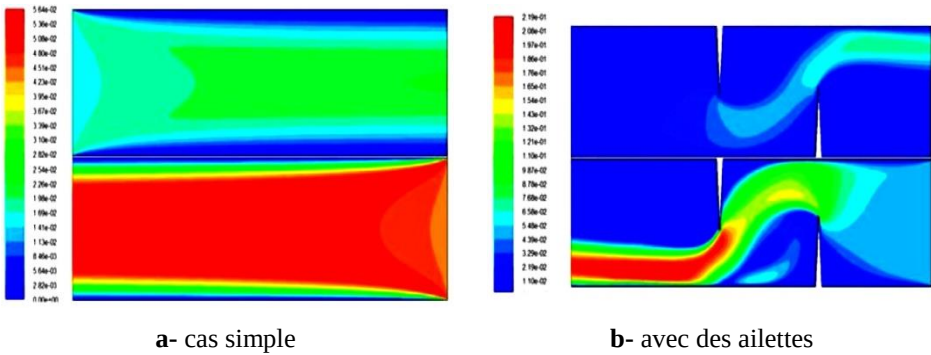


Fig. 2: Distribution du champ de vitesse axiale dans la longueur du canal

D'après les résultats numériques au-dessus, on remarque clairement que les valeurs de vitesse dans le cas simple sont faibles par rapport au cas avec des ailettes et les valeurs de fluide froid sont trop importantes que le fluide chaud dans les deux cas. On remarque aussi l'augmentation de la vitesse dans l'espace entre le sommet de chaque ailette, cette augmentation est générée tout d'abord par la présence des obstacles, aussi par la présence d'un recyclage qui ensuite résulte un changement brusque du sens de l'écoulement.

Profils de vitesse axiale dans des sections particulières du canal

La variation de la vitesse et de la température totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de vitesse et de température pour ces sections: $x=0.2$ m (en aval de la première ailette), $x=0.3$ m (en amont de la première ailette), $x=0.34$ m (en aval de la deuxième ailette), $x=0.42$ m (en amont de la deuxième ailette), $x=0.554$ m (à la sortie du canal).

Les résultats numériques représentés par les profils de vitesse axiale dans le cas simple et le cas avec des ailettes, pour la section à $x=0.2$ m, sont indiquées dans la figure 3. La présence de la première ailette qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une forte diminution de la vitesse, paradoxalement dans la moitié inférieure, là où on constate une augmentation du débit et surtout au voisinage du passage sous

l'ailette et pour le cas simple on remarque que l'écoulement dans le canal est nul a les parois et maximal au centre dans le fluide chaud et froid.

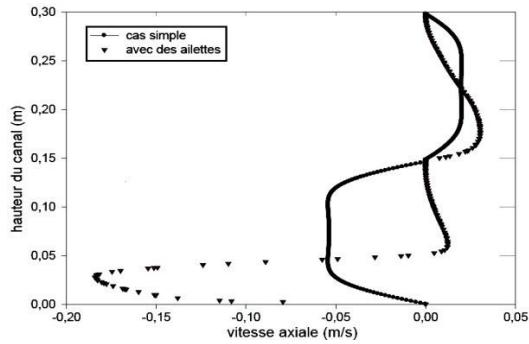


Fig. 3: Profils de la vitesse axiale à $x=0.2$ m pour le cas simple et le cas avec des ailettes

Les valeurs de vitesse négatives sur l'axe des abscisses présentent le sens opposé de l'écoulement de fluide froid et les zones de recirculations.

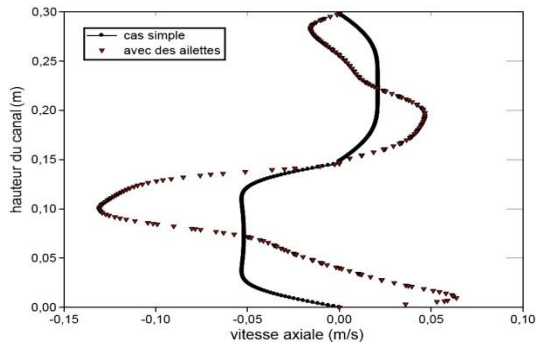


Fig. 4: Profils de la vitesse axiale à $x=0.3$ m pour le cas simple et le cas avec des ailettes

Pour le cas simple, la courbe de vitesse donnant une allure nulle aux parois est maximale au centre. Pour le cas avec ailettes, on constate des valeurs négatives qui sont présentes dans des zones de recirculation.

La valeur maximale dans le cas avec des ailettes pour le fluide chaud est 0.049 m/s, pour le fluide chaud 0.125 m/s. Pour le cas simple, la valeur maximale pour le fluide froid est de 0.055 m/s, et pour le fluide chaud est 0.02 m/s.

Sur la figure 5, représenté la vitesse axiale dans le cas simple et avec des ailettes, en aval la deuxième ailette. Dans le cas simple, le profil de vitesse est resté le même que pour la section précédente pour les deux fluides, et pour le cas avec des ailettes dans le fluide froid, on observe des valeurs négatives indiquant le sens d'écoulement et des valeurs positives représentant des zone de recirculation, et l'inverse pour le fluide chaud.

La valeur maximale dans le cas avec des ailettes pour le fluide chaud est 0.035 m/s, pour le fluide chaud, 0.145 m/s.

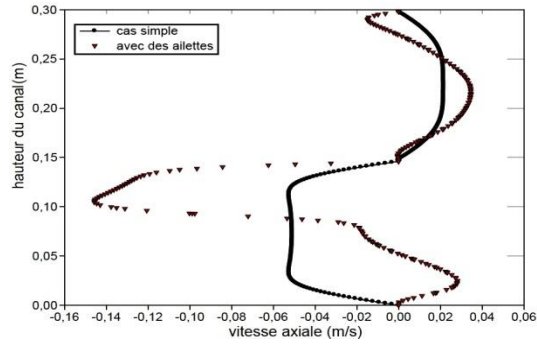


Fig. 5: Profils de la vitesse axiale à $x=0.34$ m pour le cas simple et le cas avec des ailettes

Les résultats montrent que l'écoulement dans le cas simple reste le même que le cas précédent et pour le cas avec des ailettes, il manque des zones de recirculation dans le fluide froid et pour le fluide chaud dans la partie inférieure du canal, les vitesses négatives indiquent la présence d'une zone de recirculation de l'écoulement derrière la deuxième ailette, et dans la partie supérieure du canal l'écoulement est caractérisé par des vitesses élevées.

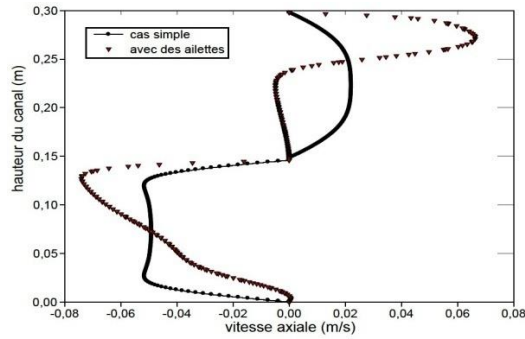


Fig. 6: Profils de la vitesse axiale à $x=0.42$ m pour le cas simple et le cas avec des ailettes

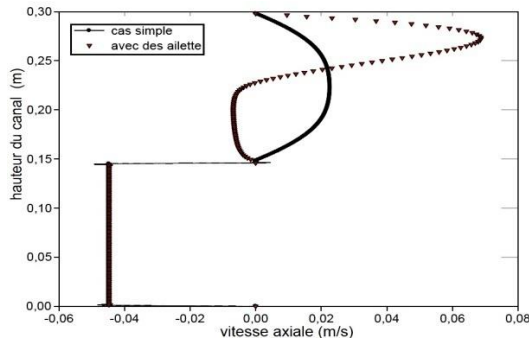


Fig. 7: Profils de la vitesse axiale à $x=0.554$ m pour le cas simple et le cas avec des ailettes

Pour le fluide chaud ($x=0.554$ m, c'est la sortie du canal), la valeur maximale de la vitesse axiale dans le cas simple est la même que la vitesse de l'entrée, mais pour le cas avec des ailettes, la valeur maximale est très importante que la valeur d'entrée. Pour cette augmentation, c'est en raison de la forte recirculation de l'écoulement dans la face arrière de la seconde ailette.

2. Etude de champ thermique

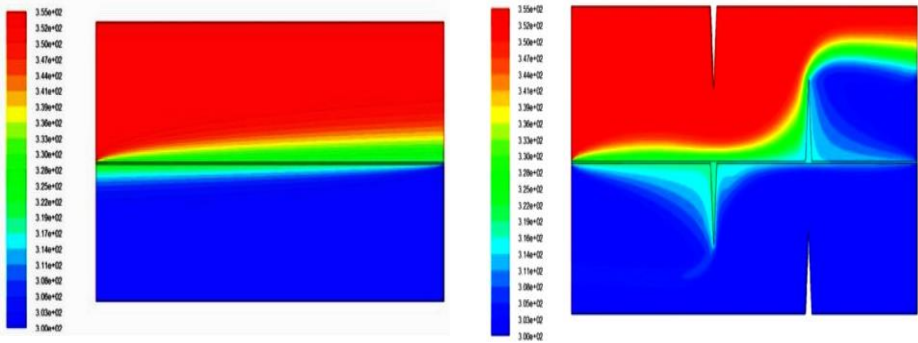


Fig. 8: Distribution de champ de température totale dans la longueur de canal

La figure 8 montre deux structures d'écoulement le premier est simple et l'autre complexe. La configuration (a) représente le cas simple, on voit les deux couches minces entrer et commencent à se dilater jusqu'à la sortie du canal à cause de l'échange thermique. Le fluide froid gagne et l'autre perd de la chaleur.

La configuration (b) représente le cas avec des ailettes où on observe que le fluide froid subit une augmentation de la température faible à la surface de séparation et une augmentation importante autour de l'ailette attachée à la surface de séparation par contre pour le fluide chaud, on remarque une diminution de la température faible à la surface de séparation et une diminution importante autour d'ailette attaché à la surface de séparation.

On constate que les valeurs de la température totale sont sensiblement élevées ou elles diminuent au voisinage des deux ailettes attachées à la surface de séparation.

Profils de température totale dans des sections différentes du canal

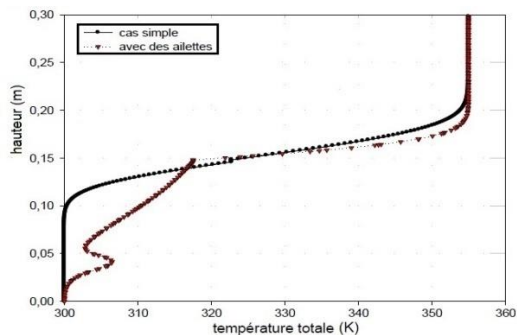


Fig. 9: Profils de la température totale $x = 0.2$ m pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes

La figure 9 présente les profils de la température totale en aval de la première ailette dans les deux sections à $x = 0.2\text{m}$ pour les deux canaux. On observe que la température de fluide froid reste constante dans le cas simple et par contre la présence de la première ailette qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une forte augmentation de la température, et pour le fluide chaud, on n'observe aucune variation de la température dans les deux cas.

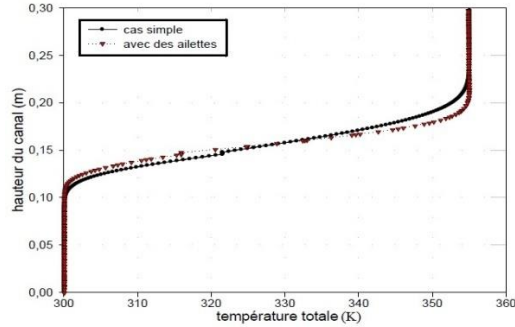


Fig. 10: Profils de la température totale $x = 0.3\text{m}$ pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes

La figure 10 présente les profils de la température totale en amont de la première ailette dans la section à $x = 0.3\text{m}$ pour les deux canaux. On observe que la température de fluide froid reste constante dans les deux cas avec une légère augmentation dans le cas avec des ailettes.

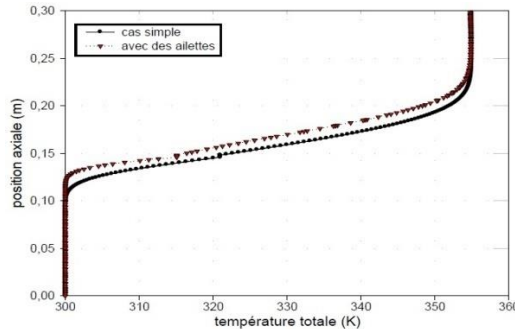


Fig. 11: Profils de la température totale $x = 0.34\text{m}$ pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes

La figure 11 présente les profils de la température totale en aval de la deuxième ailette dans les deux sections à $x = 0.34\text{m}$ pour les deux canaux. On observe que la température de fluide froid reste constante dans les deux cas avec une augmentation importante dans le cas avec des ailettes.

La figure 12 présente les profils de la température totale en amont de la deuxième ailette dans les deux sections à $x = 0.42\text{m}$ pour les deux canaux. On observe que la présence de la deuxième ailette qui se trouve dans la moitié inférieure du canal induit un saut important de la température dans le fluide chaud par rapport au cas simple, et pour le fluide froid on observe une légère augmentation dans les deux cas.

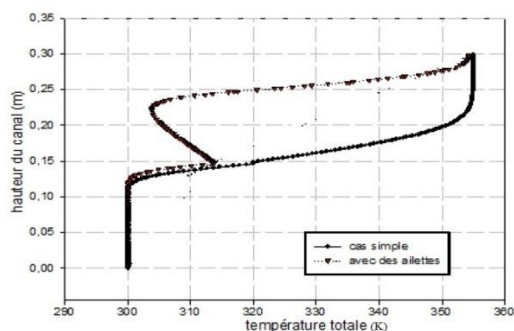


Fig. 12: Profils de la température totale $x = 0.42\text{ m}$ pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes

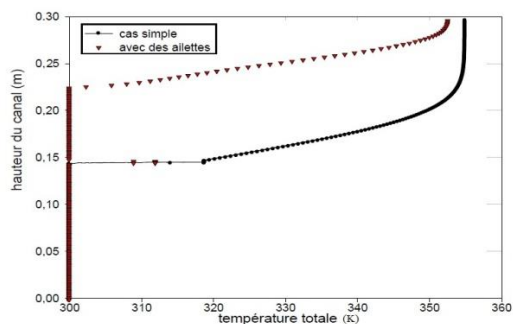


Fig. 13: Profils de la température totale à la sortie du canal $x = 0.554\text{ m}$ pour les deux cas

A la sortie du canal, pour $x = 0.554\text{ m}$, on a présenté les profils de température totale sur la figure 13.

Pour le fluide chaud, dans le cas avec des ailettes, les valeurs de la température diminuent de manière plus remarquable que dans le cas simple, et pour le fluide froid on observe une légère augmentation dans les deux cas.

3. Profils du nombre de Nusselt le long des parois

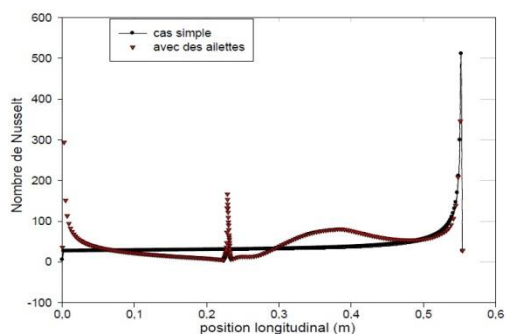


Fig. 14: Variation du Nombre du Nusselt local le long de la paroi haute du canal de fluide froid, dans les deux cas

La figure 14, montre l'évolution du nombre de Nusselt local calculé le long de la paroi supérieure du canal de fluide froid pour les deux cas étudiés.

On constate que les minimums du taux de transfert sont observés au niveau de la base de ces ailettes et que le nombre de Nusselt augmente le long de l'ailette et atteint son maximum sur sa face supérieure.

4. CONCLUSION

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur dans le cas simple et avec des ailettes dans la veine d'écoulement des fluides.

Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel Fluent qui se base sur la méthode des volumes finis.

De nos résultats obtenus, on a remarqué que: pour avoir de bons résultats, il faut choisir le maillage qui convient à la configuration étudiée; dans le cas simple, on a utilisé le maillage carré et pour le cas avec des ailettes, on a utilise le maillage triangulaire qui s'adapte aux géométries complexe.

L'analyse des résultats obtenus a permis d'associer des élévations de température du fluide par l'effet des ailettes à la sortie de chaque section.

Les résultats numériques, obtenus présentés pour analyser le comportement thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur sans et avec ailettes, ces résultats constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances sur la convection forcée à l'intérieur des conduites. La présence des ailettes réduit la région d'entrée, c'est dans cette partie où les échanges thermiques sont plus importants.

La température de fluide augmente dès que le fluide se trouve de nouveau en contact avec les ailettes et ceci se répète d'une manière analogue d'une cellule à une autre.

On conclut également qu'on peut diminué l'allongement pour attendre les mêmes résultats que dans le cas d'une section constante. Cette étude a montré que l'usage des ailettes dans la veine dynamique demeure un moyen efficace pour l'amélioration de ses performances.

L'ensemble des résultats présentés montre bien la nette amélioration apportée par l'utilisation des obstacles.

NOMENCLATURE

T_f , Température de fluide froid, K	H , Hauteur, m
T_c , Température de fluide chaud, K	t , Temps, s
Q_c , Débit de fluide chaud, kg/s	L , Longueur du canal, m
Q_f , Débit de fluide froid, kg/s	h , Hauteur des ailettes, m
u, v , Composant de vitesse, m/s	b, Epaisseur des ailettes, m
S_ϕ , Terme source	ρ , Masse volumique, kg/m ³
x, y , Coordonnées, m	ϕ , Variable dépendante
P , Pression N/m ²	Γ_ϕ , Coefficient diffusion

REFERENCES

- [1] F. Bazdidi-Tehrani and M. Naderi-Abadi, 'Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse Fins',

- International Communications in Heat and Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse fins', International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 31, N°2, pp. 211-220, 2004.
- [2] Y.L. Tsay, T.S. Chang and J.C. Cheng, 'Heat Transfer Enhancement of Backward-Facing Step Flow in a Channel by Using Baffle Installed on the Channel Wall', Acta Mechanica, Vol. 174, N°1-2, pp. 63 - 76, 2005.
- [3] R. Saim, S. Abboudi, B. Benyoucef et A. Azzi, 'Analyse Numérique de la Convection Force Turbulente dans les Tubes Munis des Chicane Transversales', 13^{èmes} Journées Internationales de Thermique, Albi, pp. 1-5, 28 - 30 Août 2007.
- [4] H. Benzenine, R. Saim, S. Abboudi and O. Imine, 'Numerical Simulation of the Dynamic Turbulent Flow Field Through a Channel Provided with Baffles: Comparative Study between two Models of Baffles: Transverse Plane and Trapezoidal', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 13 N°4, pp. 639 – 651, 2010.
- [5] Z.X. Yuna, W.Q. Tao and Q.W. Wang, 'Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement in Ducts with Winglet Fins', Proceedings First International Conference of Engineering Thermophysics, 21-23 August, Beijing, China, pp. 457 - 463, 1999.
- [6] Z.X. Yuna, W.Q. Tao and Q.W. Wang, 'Experimental Study of Enhanced Heat Transfer in Ducts with Periodic Rectangular Fins along the Main Flow Direction', Proceedings 11th IHTC, 23-28 August, Kyongju, Korea, Vol. 5, pp. 327 - 332, 1998.
- [7] S. Acharya, T.A. Myrum, X. Qiu and S. Sinha, 'Developing and Periodically Developed Flow Temperature and Heat Transfer in a Ribbed Duct', International Heat Mass Transfer, Vol. 40, pp. 461 - 479, 1997.
- [8] W. Roetzel and W.L. Deiyang, 'Effect of baffle/shell leakage flow on Heat Transfert in Shell-and-Tube Heat Exchanger', Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 8, N°1, pp. 10 - 20, 1994.
- [9] M. Molki and A.R. Mostoufizadeh, 'Turbulent Heat Transfers in Rectangular Ducts With Repeated-Baffle Blockages', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, N°8, pp. 1491 - 1499, 1989.
- [10] Z. Guo and N.K. Anand, 'Three Dimensional Heat Transfer in a Channel with a Baffle in the Entrance Region', Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 31, pp. 21 - 30, 1997.
- [11] Z.X. Yuan, W.Q. Tao and Q.W. Wang, 'Numerical Prediction for Laminar Forced Convection Heat Transfer in Parallel-Plate Channels with Stream Wise-Periodic Rod Disturbances', International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 28, pp. 1371 - 1387, 1998.
- [12] F. Bazdidi-Tehrani, M. Naderi-Abadi, 'Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse Fins', International Communications in Heat and Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse fins Mass Transfer, Vol. 31, N°2, pp. 211 - 220, 2004.
- [13] F.Z. Azil, 'Etude des Paramètres Climatiques, sous Serres Chauffées en Présence de la Plante', Mémoire de Magistère, Université de Batna, 2004.

- [14] L.C. Demartini, H.A. Vielmo and S.V. Moller, '*Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow Through a Channel with Baffle Plates*', Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences Engineering, Vol. 26, N°2, pp. 153 - 159, 2004.
- [15] R. Saim, '*Cours Echangeur de chaleur*', Université de Tlemcen. L3GE, 2011 - 20120