

EFFETS DES INSTABILITES CONVECTIVES SUR LE FONCTIONNEMENT DES ECHANGEURS DE CHALEUR

LITOUCHE Billel¹, BOUGRIOU Chérif ², TOUAHRIA Abdjouad³

¹Université du Batna, litouchebil01@gmail.com

²Université du Batna, chérif_bougriou@hotmail.com

³Université du Batna, Touahriaabdjouad@gmail.com

RÉSUMÉ

Ce travail consiste à étudier numériquement le comportement thermique et hydraulique d'un écoulement turbulent de l'air en convection forcée à l'intérieur d'une conduite rectangulaire munie de chicanes possédant une partie inclinée avec différents angles d'inclinaison (30°, 45° et 60°), attachée aux surfaces horizontales de la paroi. Les surfaces de la paroi sont maintenues à une température constante (375K), la vitesse d'entrée de l'air $U_{in} = 7,8$ m/s, et le nombre de Reynolds $Re = 8,73 \times 10^4$. Les équations gouvernantes sont résolues numériquement par la méthode du volume fini, basé sur le modèle $k-\epsilon$. Le but de ce travail est de montrer la contribution de la présence de chicanes à la génération de perturbation d'écoulement du fluide et l'instabilité de transfert de chaleur convectif. Les profils de vitesse axiale, les champs de vitesse ainsi que la distribution du nombre de Nusselt sont présentés. Les résultats obtenus sont validés par les résultats expérimentaux de Demartini et al. Ces résultats montrent également que la présence de chicanes d'angle d'inclinaison de 30° offre des résultats mieux que d'autres

Mots Clés : *Instabilité Convective, Convection Forcée, Conduite Rectangulaire, Chicane Inclinée, Perturbation D'écoulement, Volumes Finis.*

NOMENCLATURE

Symboles :

Dh diamètre hydraulique ,m

T température, K

P Pression, Nm-2

e épaisseur de la chicane, m

U vitesse d'admission ,m/s

x distance de la position ,m

L longueur du canal ,m

Lettres grecques :

θ angle d'inclinaison

λ conductivité thermique, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

μ viscosité dynamique ,Pa.s

ρ masse volumique, kg/m³

ϵ taux de dissipation de l'énergie

Indices / Exposants :

in entrée de la section du canal

h hydraulique

s solide, surface

atm atmosphère

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 fluides. L'amélioration des rendements de

procédés exothermiques ou d'évacuation de chaleur est une préoccupation technologique qui nécessite un progrès scientifique continu. Les échangeurs de chaleur sont présents dans multitude de secteurs industriels, comme les moteurs, les turbines, l'industrie chimique et alimentaire, l'aéronautique, les systèmes de réfrigération, etc. Le problème auquel ces industries ont été confrontées depuis longtemps est la diminution de la masse et de la taille de ces systèmes. Dans la littérature, les différentes formes, orientations et emplacement des chicanes ont fait l'objet de plusieurs travaux scientifiques. Elles montrent essentiellement que l'écoulement est caractérisé par de fortes déformations et de grandes régions de recirculation ; et qu'en général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds. Donc, l'étude de la convection se trouve à l'interface entre deux grandes disciplines scientifiques : la Thermique et la Mécanique des Fluides où La transmission de chaleur par convection libre ou forcée est désignée selon le mode d'écoulement du fluide laminaire ou turbulent. Et le passage du mode à un autre s'effectue par une série d'instabilités. Ces instabilités convectives créent des perturbations très importantes à l'intérieur des échangeurs de chaleur (recirculations, oscillations, etc.). Ces effets agissent directement sur le fonctionnement des ces appareils, ainsi l'échange de chaleur peut s'intensifier ou dans le cas contraire s'arrêter.

Pour contribuer à la compréhension d'un écoulement convectif dans une conduite annulaire, A. korichi et al [1] ont étudié numériquement la convection forcée laminaire transitoire dans un canal en présence d'un cylindre à section carré placé transversalement dans le sens d'écoulement dont la surface chauffée à température est constante. L'étude de Batina et al [2] consiste à quantifier les transferts thermiques à l'intérieure d'un canal géométriquement perturbé (géométrie corrigée), ou à imposer une instationnarité à l'écoulement (perturbation spatio-temporelle). P. Promvong [3] à étudié le transfert de chaleur en convection forcée en régime turbulent dans un canal avec obstacle multiple de 60° d'inclinaison. S. Pethkool et al [4] ont étudié expérimentalement le transport de la chaleur par convection dans un écoulement turbulent mono phasique dans un tube ondulé. M. Douha et al [5] ont eu comme objectif de travail le développement d'une simulation capable de moduler l'écoulement des fluides incompressibles lors du mode conjugué des problèmes de transfert de chaleur dans des géométries complexes d'échangeurs de chaleurs. H. Benzenine [6] a étudié analytiquement l'écoulement turbulent de l'air à l'intérieur d'un canal rectangulaire menu d'une chicane ondulée. M.H. Kamran Siddiqui et al [7] ont étudié expérimentalement et numériquement l'effet de la présence de chicanes avec différentes hauteurs et angles d'inclinaison sur l'accroissement de transfert de chaleur. Demartini et al [8] montrent essentiellement que l'écoulement est caractérisé par de fortes déformations et de grandes régions de recirculation ; et qu'en général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds

2. MODELE PHYSIQUE ET FORMULES MATHEMATIKUES

2.1 Modèle Physique :

Le modèle physique étudié est présenté sur la fig. 1. a. Le régime d'écoulement de l'air est considéré turbulent, stationnaire en convection forcée et bidimensionnel (2D). Le fluide est newtonien incompressible. Deux chicanes transversales possédants une partie inclinée, (angle d'inclinaison varier entre 30° , 45° et 60°), sont imposées à l'intérieur du canal. L'une est attachée à la surface supérieure de la paroi et la deuxième attachée sur la partie inférieure de la paroi. La forme et les dimensions de chicane sont représentées sur la fig. 1. b.

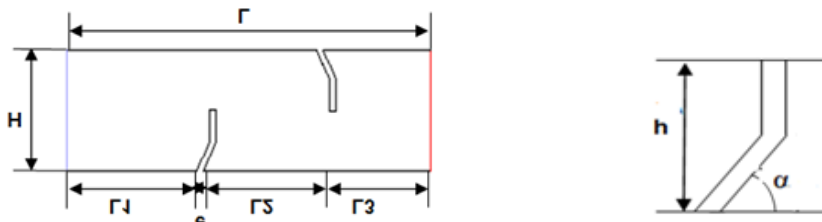


Figure 1. a. Modèle Physique.

Figure 1. b. La forme de chicane.

2.2 Formules Mathématiques :

Un ensemble d'hypothèses est retenu dans cette étude afin de simplifier la modélisation mathématique du problème. Ces hypothèses sont issues des propriétés physiques de l'écoulement de l'air dans une conduite.

2.2.1 Les hypothèses de simplification :

- ✓ Les propriétés thermo-physiques du fluide sont considérées constantes.
- ✓ Régime d'écoulement du fluide est permanent.
- ✓ A l'entrée du canal les profils de la vitesse et de la température sont considérés uniformes.
- ✓ Les parois du canal sont isothermes.
- ✓ Le transfert de chaleur par radiation est négligeable.
- ✓ Le fluide utilisé est l'air.

Dans ces conditions, les équations de transport traduisant le principe de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et de la turbulence, régissant de tels écoulements avec les simplifications nécessaires, peuvent être écrites sous la forme conservative suivante :

- L'équation de continuité

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

- L'équation de conservation du mouvement

$$\rho(\vec{V}\nabla\vec{V}) = -\nabla p + \mu_f \nabla^2 \vec{V} \quad (2)$$

- L'équation d'énergie

$$\rho C_p (\vec{V}\nabla T) = \lambda_f \Delta T \quad (3)$$

Le modèle utilisé pour décrire un problème général de convection est connu comme la loi de Newton.

$$Q = h S(T_s - T_f) \quad (4)$$

Pour résoudre ce système d'équations, des conditions aux limites sont indispensables aux bords de la géométrie simulée. Et nous nous sommes basés sur les données expérimentales publiées par Demartini et al. Une valeur de température constante de 102°C (375K) est appliquée sur toute la surface du domaine étudié, et la température de l'air à l'entrée du canal égale 27 °C (300 K).

2.2.2. Les conditions aux limites :

- à l'entrée du canal :

$$u = U_{in} = 7.8 \text{ m/s} \quad (9)$$

$$v = 0 \quad (10)$$

$$T = T_{in} \quad (11)$$

$$k_{in} = 0,005 U_{in}^2 \quad (12)$$

$$\epsilon_{in} = 0,1 k_{in}^2 \quad (13)$$

Où : u et v sont les composants de la vitesse selon les directions x et y, k_{in} est la condition d'entrée pour l'énergie cinétique turbulente et ϵ_{in} est la condition d'entrée pour le taux de dissipation.

- la paroi supérieure et inférieure du canal

$$u = v = 0 \quad (14)$$

$$k = \epsilon = 0 \quad (15)$$

$$T = TP \quad (16)$$

➤ à la sortie du canal

$$P = P_{atm} \quad (17)$$

➤ à l'interface liquide solide

$$\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial n} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \quad \text{Et } T_f = T_s \quad (18)$$

Où : n est le coordonné normal à l'interface, et les λ_f, λ_s sont les conductivités thermique du fluide et solide successivement.

3. LA SIMULATION NUMERIQUE:

Le système d'équations gouvernantes, obtenu avec les conditions aux limites associées, est résolu numériquement par la Méthode des Volumes Finis. Le couplage vitesse-pression est traité à l'aide de l'algorithme SIMPLE. Un maillage régulier et structuré en chaque région du canal, et un nombre total des nœuds de 277×160 ont été employé pour modéliser l'écoulement du fluide dans ce problème selon les directions axiales et radiales respectivement. Plusieurs grilles ont été testées afin de vérifier que la solution est indépendante du maillage.

3.1. Indépendance des Résultats au Maillage :

Maillage	79 × 27	111 × 40	185 × 80	277 × 160
X	0,554	0,554	0,554	0,554
Y	0,16	0,16	0,16	0,16
Umax	31,44	32,78	34,70	34,90

TABLEAU 1 : Indépendance des résultats

4. VALIDATION DE MODELE :

Pour valider nos résultats de simulation, une comparaison est faite avec les résultats numériques et expérimentaux obtenus par Demartini et al. Dans le cas d'une conduite rectangulaire munie de chicanes planes.

4.1. Les Données Géométriques du Système Etudié :

- La longueur du canal $L=0,554$ m.
- La hauteur du canal $H=0,146$ m.
- L'épaisseur de la chicane $e=0,01$ m.
- La hauteur de la chicane $h=0,08$ m.
- La distance entre les chicanes $L2=0,142$ m.
- La distance entre la première chicane et l'entrée du canal $L1=0,218$ m.
- La distance entre la deuxième chicane et la sortie du canal $L3=0,174$ m.
- Le diamètre hydraulique $Dh=0,167$ m.
- $Pr=0,71$, $Re=8.73 \times 10^4$, $U_{in} = 7,8$ m/s.

4.2. Comparaison des résultats

La comparaison des profils de vitesses moyennes axiales entre nos résultats de simulation et les résultats expérimentaux obtenus par Demartini et al sont présentée sur les figures .2 et .3 pour les positions axiales positionnées près de l'entée et de la sortie du canal à $x = 0,159$ (m), et $x = 0,525$ (m). Les figures montrent une bonne concordance entre les résultats.

Figures 2.et 3. Représentent la validation de notre simulation avec celles obtenues par Demartini et al à $x = 0,159$ (m) et $x = 0,525$ (m)

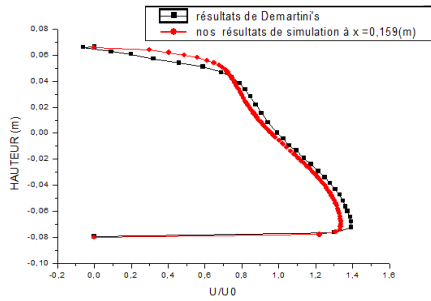


FIGURE 2. Comparaison des résultats à $x=0,159m$

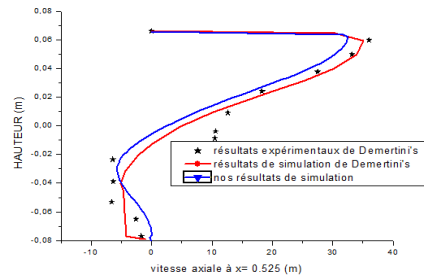


FIGURE 3. Comparaison des résultats à $x=0,525m$

5. RESULTATS

1. Les profils des vitesses

La figure.4. (a, b, et c) représente les vecteurs de vitesse pour différentes valeurs d'angle d'inclinaison.

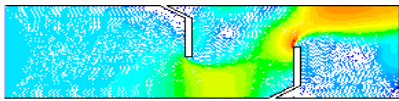


FIGURE 4. a. $\alpha = 30^\circ$

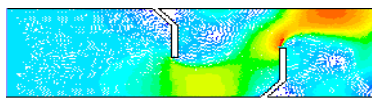


FIGURE 4. b. $\alpha = 45^\circ$

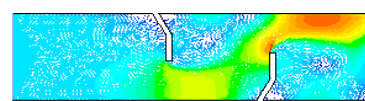


FIGURE 4. c. $\alpha = 60^\circ$

Dans la figure 4. (a, b, et c), on remarque que la présence des chicanes comme un obstacle au front du sens de l'écoulement participe à l'apparition des zones de recirculation derrière les chicanes, comme elles réorientent l'écoulement du fluide, et on constate également que la perturbation la plus élevée d'écoulement est obtenue en amont de la deuxième chicane. On constate également des vitesses négatives derrière la première chicane et en s'approchant de la deuxième chicane, les lignes d'écoulements se resserrent de plus en plus dans la partie supérieure du canal. Et l'écoulement commence à s'accélérer vers l'espace de passage au-dessus de la seconde chicane jusqu'à la sortie.

2. Variations du nombre de Nusselt :

Les variations du nombre de Nusselt le long de la surface supérieure de la paroi en fonction de la longueur du canal pour deux conduite, l'une est lisse et l'autre possédant des chicanes sont représentées sur la figure 5. La comparaison de la distribution du nombre de Nusselt local calculé le long de la paroi supérieure du canal entre une conduite lisse et une conduite munie des chicanes, montre que le profil du nombre de Nusselt pour la paroi lisse est quasi-constant le long du canal avec un léger accroissement du nombre de Nusselt (environ 2000) à l'entrée du canal qui chute à $Nu = 1000$ à la sortie du canal. Ainsi et d'une manière générale, le profil du nombre de Nusselt est quasi-linéaire, ce qui se traduit par une stabilisation de transfert de chaleur par convection le long de la paroi d'échangeur.

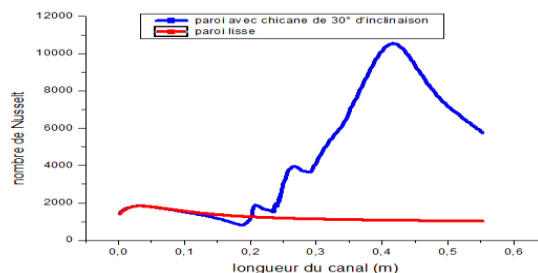


FIGURE 5 : Variation du nombre de Nusselt suivant la longueur du canal

Par contre, dans le cas de présence des chicanes, le profil du nombre de Nusselt de l'entrée du canal jusqu'à la position 0.10 m (avant la première chicane) est similaire au premier cas, puis il se réduit à une valeur minimale de $Nu = 830$, puis il augmente brusquement et atteint une valeur maximale $Nu = 10532,4$ entre les deux chicanes (0.220 m et 0.380 m), ce qui s'exprime par une intensification des échanges thermiques entre la paroi et l'hydrogène. Cette augmentation du nombre de Nusselt est traduite par le changement brusque du sens d'écoulement du fluide. Au-delà de la position $x = 0.45$ m, le nombre de Nusselt chutent progressivement et linéairement jusqu'à $Nu = 6000$, ce qui s'explique par une diminution d'échange thermique. On constate, également, que l'apparition de la zone de recirculation due à la présence des chicanes conduit à l'instabilité d'échange thermique convectif, les minimums du taux de transfert de chaleur sont observés en amont de la première chicane lors de la réduction de la vitesse d'écoulement, et juste après de la première chicane. De façon similaire, le nombre de Nusselt augmente d'une façon significative dans la zone de la perturbation où il y'a la recirculation d'écoulement. Le nombre de Nusselt atteint son maximum sur la face supérieure en aval de la deuxième chicane. La réduction du taux d'échange thermique est due aux faibles vitesses d'écoulement.

4. CONCLUSIONS

Les résultats numériques, obtenus par le modèle k- ϵ , sont validés et présentés pour analyser l'effet des instabilités convectives sur le fonctionnement des échangeurs de chaleur pour un écoulement turbulent du fluide en convection forcée dans un canal rectangulaire muni de chicanes ayant une partie inclinée. La présence des chicanes conduit à la génération des zones de recirculation responsables de la variation de profil des vitesses caractérisées par des valeurs négatives et positives exprimées par un changement brusque du sens de l'écoulement ainsi ces zones de recirculation ont un effet significatif sur l'instabilité d'échange thermique le long du canal. Les zones de recirculation apparaissent localement et correspondent à un transfert de chaleur plus important d'où l'importance d'utiliser des chicanes. Les chicanes dont une partie est inclinée d'un faible angle sont les plus performantes du point de vu transferts de chaleur.

REFERENCES

- [1] A. Korichi, H. Cherifi, and L. Ouferr, transfert convectif lors d'un écoulement oscillatoire en présence d'un bureau cylindrique, *Congrès Français de Mécanique Troyes*
- [2] N. J. Batina, R. Creff, M. Batchi, étude thermique convective d'un écoulement interne en géométrie axisymétrique sinusoïdale, *Annales de l'université de Marien NGOUABI*, volume 7(3) :47-54
- [3] P. Promvong, S. Kwankaomeng, periodic laminar flow and heat transfer in channel with 45° straggled V-baffles, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume 37, 841–849.
- [4] S. Pethkool, S. Eiamsa-ard, S. Kwankaomeng, P. Promvong, 2011, turbulent heat transfer enhancement in heat exchange using helically corrugated tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume 38, 340–347.
- [5] H. Benzenine, R. Saim, S. Abboudi, O. imine, 2013 ,numerical study on turbulent flow forced-onvection heat transfer for air in a channel with waved fins, ISSN 1392 - 1207. *MECHANIKA*. volume19 (2), 150-158
- [6] Nasiruddin, M.H. Kamran Siddiqui, 2007, Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle, *International Journal of Heat and Fluid Flow* volume 28 318–328
- [7] L. C, Demartini, H. A., Vielmo, Q.V, Möller, 2004, Numeric and experimental analysis of turbulent flow through a channel with baffle plates. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, volume 26(2): 153-159