



Journal of Renewable Energies

Revue des Energies Renouvelables

journal home page : <https://revue.cder.dz/index.php/rer>

Research Paper

Etude numérique de l'effet des générateurs de vortex longitudinaux sur le transfert thermique d'un écoulement laminaire traversant un micro-canal

Azeddine Soudani ^{a,*}, Zoubir Belkacemi ^a, Imane Rahmoune ^a

^a Laboratoire de Physique Energétique Appliquée, Département de Physique, Faculté des Sciences de la Matière, Université de Batna 1, Route de Biskra, 05000 Batna, Algérie

ARTICLE INFO

Article history:

Received 28 August 2021

Accepted 17 November 2022

Keywords:

longitudinal vortex generator (LVG)

Rectangular micro-channel

Heat transfer

Forced convection

Laminar flow

Nusselt number

Reynolds number

Friction factor

ABSTRACT

We conducted, in this work, a three-dimensional numerical study of forced convection heat transfer of a laminar flow of water passing through micro-channels with and without longitudinal vortex generator, using the CFD code “Ansys- Fluent”. This work aimed to elucidate the effect of vortex generators on the dynamic and thermal behavior of the micro-fluidic flow. The results obtained show that the increase in the Reynolds number leads to an improvement in the quality of heat transfer in both cases of the study. Rectangular micro-channel with LVG can improve heat transfer compared to smooth rectangular micro-channel while consuming more pressure drop. In the range of Reynolds numbers between 200 and 1200, a 2-21% increase in the mean Nusselt number was observed for micro-channels with LVG compared to smooth micro-channels. This occurs through better mixing of the fluid, reduction in the thickness of the thermal boundary layer, and increased heat transfer area. In addition, the friction factor has been increased by more than 50% compared to smooth micro-channels, due to the local resistance of LVGs and the presence of secondary flows.

* Corresponding author, E-mail address: azeddine.soudani@univ-batna.dz

Tel.: +213 0667 72 29 99

ISSN: 1112-2242 / EISSN: 2716-8247



This work is licensed under a Creative Commons Attribution-ShareAlike 4.0 International License. Based on a work at <http://revue.cder.dz>.

1. Introduction

L'étude de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur dans des systèmes Micro / Nano est devenue l'un des domaines de recherche modernes et efficaces qui ont permis aux nombreux chercheurs au cours des dernières décennies, une exploitation des micro-canaux, qui jouent un rôle important [4 ; 11, 6]. Ils sont largement utilisés dans le refroidissement des appareils électroniques et dans les industries médicales, en génie chimique, dans les échangeurs de chaleur automobiles, dans les équipements laser, en technologie aérospatiale et dans les systèmes de refroidissement d'un récepteur de système photovoltaïque de haute concentration [1]. Ces systèmes, qui mesurent à peine quelques dizaines de micromètres sont réalisés en utilisant des technologies de fabrication issues de la micro-électronique [2]. Pour améliorer le transfert de chaleur dans ces microsystèmes, de nouvelles configurations de générateur de vortex longitudinal (LVG) ont été utilisés [15, 17, 20 ; 27]. Plusieurs études expérimentales [7] et numériques ont été réalisées dans ce domaine des LVG. La majorité de ces travaux ont été basé sur l'étude du comportement dynamique de l'écoulement à savoir le coefficient de frottement, les pertes de charges, le nombre de Poiseuille, et aussi le taux de transfert de chaleur caractérisés par le nombre de Nusselt [21, 23].

Tuckerman et al. [2] ont mené des expériences de transfert de chaleur pour étudier les performances thermiques du refroidissement avec de l'air via un dissipateur thermique à micro-canaux avec diverses configurations. Les résultats obtenus ont montré que le transfert de chaleur dû à l'écoulement d'air augmente avec l'augmentation à la fois du débit massique d'air et de la température de base du canal. Ils ont montré aussi que les canaux rectangulaires ont de meilleures performances thermiques que les canaux triangulaires dans les mêmes conditions. Les résultats théoriques ont été comparés aux données expérimentales. Les valeurs prédites pour les températures de sortie de l'air à l'aide des deux modèles s'accordent bien avec un écart inférieur à ± 10 %. Le nombre de Nusselt global de cette étude expérimentale est corrélé empiriquement avec une précision de ± 20 % et comparé à d'autres corrélations de la littérature [2].

Goldberg [28] a étudié les performances hydrodynamiques et thermiques d'un échangeur à micro-canaux en cuivre refroidie à l'air en convection forcée et en régime laminaire. Les canaux rectangulaires étudiés sont de dimension de 127, 254 et 635 μm avec une hauteur de 1,27 μm et une longueur (de chauffe) des micro-canaux de 0,63 μm [8, 28].

Qu et al. [22] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de transfert thermique par convection forcée dans un réseau de 5 micro-canaux de sections trapézoïdales, gravés sur un

substrat en silicium et un réchauffeur de film qui a été attaché sur les fondations du micro-canal. Les valeurs mesurées ont été comparées aux résultats numériques. Ils ont constaté que les nombres mesurés de Nusselt sont beaucoup inférieurs à ceux des solutions numériques. Les petites valeurs du nombre de Nusselt mesurés peuvent être dues aux effets de la rugosité extérieure des parois des micro-canaux [22].

Wu et al. [16] ont étudié expérimentalement les caractéristiques d'écoulement de l'eau dans un micro-canal de silicium avec des sections transversales triangulaires et trapézoïdes. Les surfaces de canaux étaient lisses. Leurs résultats expérimentaux ont confirmé que les équations de Navier-Stokes sont encore valides pour l'écoulement laminaire de l'eau dans le micro-canal lisse [16].

Lelea et al. [18] ont étudié expérimentalement et numériquement le transfert de chaleur de l'eau distillée, dans des micro-tubes d'acier inoxydable. Les nombres de Reynolds sont compris entre 50 et 800. Leurs analyses expérimentale et numérique ont également prouvé que les théories conventionnelles sont applicables dans les conditions de leurs expériences. Cette même conclusion se trouve dans l'étude de Tiselji et al. [25] qui ont étudié l'effet de la conduction axiale sur le transfert thermique dans des micro-canaux triangulaires en silicium [18].

Rosaguti et al. [12] ont effectué une étude numérique en trois dimensions du transfert de chaleur pour un écoulement laminaire dans les micro-canaux sinusoïdaux en utilisant une gamme de Reynolds allant de 50 à 200. Ils ont constaté que le champ d'écoulement dans les géométries sinusoïdales est plus dominé par les structures d'un écoulement secondaire avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ces tourbillons entraînent des taux de transfert thermique élevé et une faible perte de pression par rapport un conduit droit [12].

Li-Ting Tian et al. [10] ont examiné l'effet des générateurs de vortex sur le transfert de chaleur et sur la perte de charge pour un nouvel échangeur de chaleur. Ils ont également analysé les résultats numériques du point de vue synergie. Les résultats obtenus montrent que les tourbillons longitudinaux accélèrent l'écoulement, ce qui entraîne une augmentation significative du transfert de chaleur avec des variations de perte de charge modestes [10].

Charef Khodja et al. [5] ont mené une étude numérique sur le comportement hydrodynamique et thermique d'un écoulement l'eau circulant dans un micro-canal rectangulaire. Les résultats obtenus montrent que l'évolution du coefficient de frottement, pour des régimes laminaire et turbulent dans les micro-canaux lisses, est bien prévue par les lois classiques utilisées aux échelles conventionnelles. Les résultats ont également confirmé que le nombre de Nusselt est en bon accord avec les valeurs théorique, sauf pour les canaux de moins de 200 μm de hauteur

où il a été noté une forte diminution des valeurs de Nu [5].

Chen et al. [19] ont menées des expériences pour explorer la baisse de pression de frottement et la performance du transfert de chaleur de l'eau dé-ionisée circulant dans des dunes rectangulaires avec des générateurs à spirale longitudinaux (LVG). Le rendement du transfert de chaleur a été amélioré de 12,3 à 73,8 % [19].

Ebrahimi et al. [14] ont étudié numériquement les performances de transfert de chaleur de l'écoulement laminaire d'un liquide monophasé dans des micro-canaux rectangulaires équipés de générateurs à spirales longitudinales (LVG). Les résultats de la simulation sont comparés aux données expérimentales disponibles et un écart de moins de 10 % est atteint. Les résultats montrent qu'il y a eu une augmentation de Nusselt de 2-25% dans la miniature avec LVG, tandis que le facteur de frottement a augmenté de 4-30%, pour les configurations avec LVG [14].

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies. Bien qu'il se manifeste sous diverses formes (rayonnement, conduction et convection), cette dernière est la plus visée dans certains domaines bien spécifiés tels que le refroidissement des processeurs et des composantes électroniques, les radiateurs et les échangeurs de chaleurs des procédés industriels, ...etc. [9].

Une des techniques utilisées dans l'amélioration du transfert thermique, surtout dans le domaine des écoulements traversant des mini-canaux et micro-canaux, est l'implantation d'obstacles, de différentes formes, sur les parois des conduites afin d'augmenter la surface d'échange et améliorer la qualité de mélange du fluide [14].

Le besoin d'améliorer les techniques de refroidissement des composants électroniques à faible et à forte puissance a élargi le champ de la recherche concernant le transfert thermique au niveau de ces derniers, en particulier sur la température maximale de jonction, au-delà de laquelle il y a destruction du composant ou non fonctionnement, sur la résistance thermique de contact qui quantifie la facilité d'évacuation du flux thermique du composant vers le boîtier ou le substrat, et sur la capacité thermique qui chiffre "l'inertie" thermique d'un composant soumis à un régime transitoire [3]

Dans la même ligne, ce travail est proposé dans le but de bien étudier l'effet d'obstacles de forme parallélépipède sur la dynamique et la thermique d'un écoulement laminaire traversant des mini-conduites de forme rectangulaire. En effet, nous avons étudié les changements de vitesse et de température dans un micro-canal avec et sans LVG en faisant varier le nombre de Reynolds.

2. Description du modèle d'étude

2.1 Configuration géométrique et domaine de calcul

La géométrie étudiée est un canal rectangulaire en trois dimensions (3D), de hauteur $H = 100 \mu m$ et de longueur $L = 2000 \mu m$ et de largeur $W = 1500 \mu m$, Fig. 1. Dans une première étape, on a étudié une conduite complètement lisse sans LVG ayant les mêmes dimensions précédemment citées. Dans une deuxième étape, on a étudié le micro-conduit équipé par deux paires de générateurs de vortex longitudinaux, où chaque paire est placée en symétrie par rapport à l'axe du centre du canal, Fig. 2. La longueur du LVG et son épaisseur sont respectivement $5H$ et $H/4$ et l'angle d'orientation est fixé à 30° .

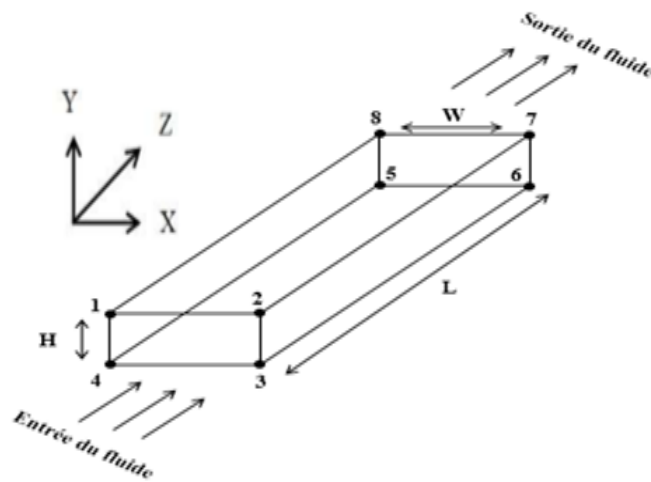


Fig. 1 Géométrie du micro-canal lisse.

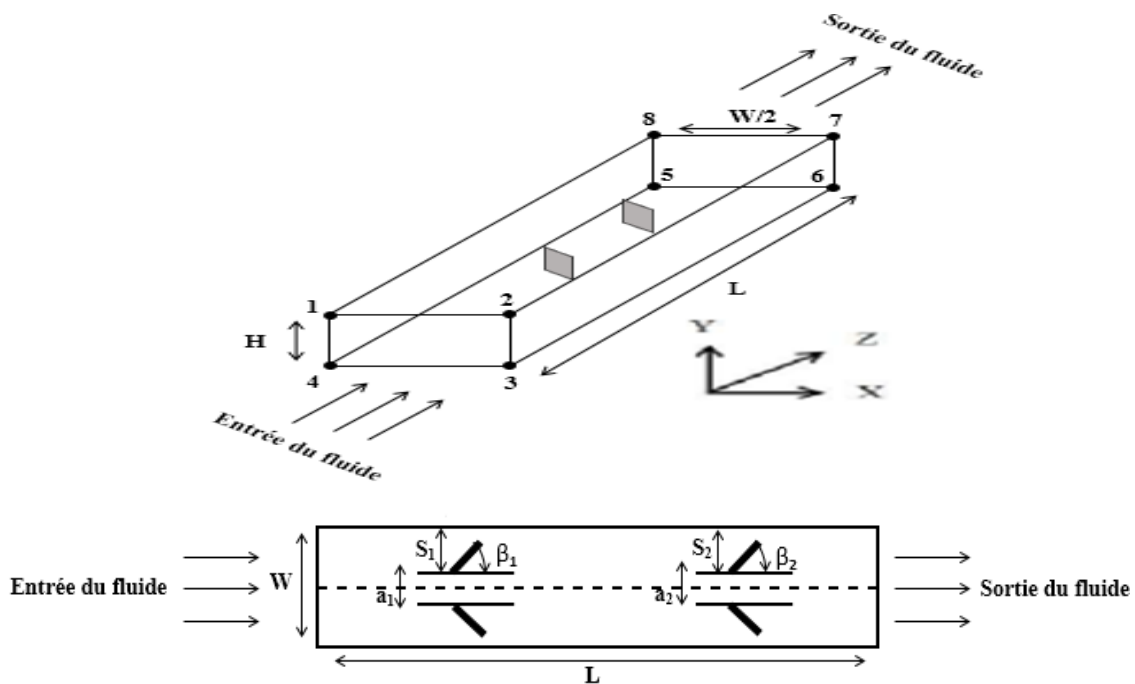


Fig. 2 Géométrie du micro-canal avec LVG

2.2 Modèle mathématique et équations gouvernantes

Les équations gouvernantes d'un écoulement laminaire tridimensionnel et stationnaire d'un fluide newtonien et incompressible dans un micro-canal, sont données par :

Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

Equation de quantité de mouvement selon x

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.2)$$

Equation de quantité de mouvement selon y

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.3)$$

Equation de quantité de mouvement selon z

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.4)$$

Equation de l'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.5)$$

Toutes les équations qui régissent notre problème peuvent s'écrire sous la forme conservatrice suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (2.6)$$

Où : $\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$: est le terme transitoire, $\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi)$: est le flux convectif, $\frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi)$: est le flux diffusif et S_ϕ : est le terme source.

2.3 Conditions aux limites

Les conditions aux limites requises à l'entrée, à la sortie, au plan de symétrie, et aux différentes parois ainsi qu'à l'interface solide-liquide, selon la Fig. 2, sont présentées dans la table 1.

Table 1 Conditions aux limites.

Type de limite	Condition hydrodynamique	Condition thermique
Entrée du canal (1-2-3-4)	$u = u_{in} ; v = 0 ; w = 0$ Reynolds = 200 - 1100	$T = T_{in} = 298.15k$
Sortie du canal (5-6-7-8)	$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0$ Pression atmosphérique $P = P_s$	$T = T_s, \frac{\partial T}{\partial z} = 0$
Paroi chauffée (1-2-7-8)	$u = v = w = 0,$	$T = T_{sl} = T_{Wall} = 323.15k$
Parois adiabatiques (3-4-5-6 et 1-4-5-8)	$u = v = w = 0,$	$q'' = 0 W/m^2$ $\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T_{sl}}{\partial y} = 0$
Interfaces liquide-solide pour les surfaces des LVG	$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0, u = 0$	$k \frac{\partial T}{\partial n} = k_{sl} \frac{\partial T_{sl}}{\partial n}$
Plan de symétrie pour la configuration avec LVG (2-3-6-7)	$u = v = w = 0,$	$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T_{sl}}{\partial x}$

Nous avons simulé les LVG en tant que matériau conducteur comme la silicone et en les modélisant avec des propriétés thermo-physiques dépendantes de la température. Les propriétés thermo-physiques de la silicone et de l'eau sont résumées dans la table 2.

Table 2 Propriétés thermo-physiques de l'eau et de la silicone [14].

Propriété thermo-physiques	Silicone	Eau
$\mu (kgm/s)$	/	$0.0194 - 0.0001065T^1 + 0.0000001489T^2$
$k (w.m.^{-1}.k^{-})$	$290 - 0.4T$	$-0.829 + 0.0079T - 0.0000104T^2$
$c_p (J / kgK)$	$390 + 0.9T$	$5348 - 7.42T + 0.0117T^2$
$\rho (kg/m^3)$	2330	998.2

2.4 Maillage

Le maillage est l'une des étapes importantes de la modélisation numérique. En effet, du type de maillage et de son raffinement dépendront la précision des résultats et le temps de calcul. Pour avoir une meilleure précision des résultats par le solveur Fluent, le maillage doit être suffisamment raffiné de sorte que la solution soit indépendante du maillage. La minimisation des coûts du temps de calcul et de la capacité de stockage représente un élément très important qui doit être pris en considération lors des simulations et des calculs numériques des phénomènes physiques. Pour cela on a testé plusieurs maillages pour en arriver au nombre de mailles adéquat pour chaque cas étudié.

A partir de la table 3 on a choisi le maillage raffiné de **832341** nœuds comme maillage optimale pour mener nos simulations. Ce choix doit être confirmé par la convergence qui est basée sur le calcul des résidus.

Table 3 Effet du maillage sur le calcul du nombre de Nu

Nombre des Nœuds	Nu	Erreur %
472781	8.267	0.1254
832341	8.213	0.0371
1166164	8.211	0.0353

La Fig. 3 montre la variation des résidus en fonction du nombre d'itérations. Les résidus représentés sur cette figure correspondent aux cinq équations résolues (équation de continuité, équation de quantité de mouvement selon x, équation de quantité de mouvement selon y, équation de quantité de mouvement selon z et l'équation de l'énergie).

Les résultats des résidus montrent que le maillage de **832341** nœuds est le choix optimal pour assurer une bonne convergence des calculs avec une précision égale à 10^{-9} .

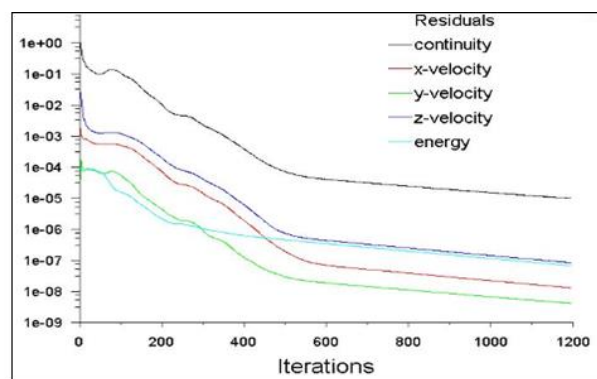


Fig. 3 Evolutions des résidus.

2.5 Rappel théorique

2.5.1 Loi de frottement

Le coefficient de frottement pour l'écoulement laminaire à travers les canaux rectangulaires peut être calculé en utilisant l'équation de type polynomial de Shah & London (1978), qui donne la solution exacte :

$$C_f \text{ Re}D_h = 24(1 - 1.3553a + 1.9467a^2 - 1712a^3 + 0.9564a^4 - 0.2537a^5) \quad (2.7)$$

2.5.2 Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser le type de transfert thermique entre un fluide et une paroi. Il met en rapport le transfert par convection par rapport au transfert par conduction. Il est d'autant plus élevé que la convection prédomine sur la

conduction. Le nombre de Nusselt permet de calculer le coefficient de convection thermique à l'aide d'une corrélation, généralement obtenue expérimentalement, qui le lie au nombre de Reynolds et au nombre de Prandtl en convection forcée ; et au nombre de Rayleigh en convection naturelle

$$Nu_u = \frac{hd_h}{k} \quad (2.8)$$

2.5.3 Nombre de Nusselt moyen

Le nombre Nusselt moyen peut être calculé avec la relation suivante :

$$Nu_m = -\frac{d_h}{K_{f_l}} \ln \left(\frac{T_{wal} - T_{in}}{T_{wall} - T_{out}} \right) \frac{mCp}{A} \quad (2.9)$$

2.5.4 Nombre de Poiseuille

Il représente le produit du nombre de Reynolds par le coefficient de frottement. Pour un écoulement laminaire dans une conduite lisse. Le nombre de Poiseuille est constant c'est-à-dire indépendant du nombre de Reynolds Re et ne dépend que de la géométrie de la conduite.

$$P_o = C_f Re \quad (2.10)$$

2.5.5 Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce nombre sans dimension apparaît en dimensionnant les équations de Navier-Stokes. On le définit de la manière suivante :

$$Re = \frac{v\rho d_h}{\mu} \quad (2.11)$$

3. Résultats et discussions

Nous passerons en revue les résultats numériques les plus importants de la convection forcée dans un écoulement laminaire à travers un micro-canal rectangulaire avec et sans générateurs de vortex. Nous discuterons de l'effet du nombre de Reynolds sur la dynamique de l'écoulement et sur le transfert thermique sous forme de deux parties différentes traitant les deux cas du micro-canal.

3.1 Cas du canal lisse sans LVG

La Fig. 4 présente respectivement l'évolution du champ de vitesse le long du micro canal lisse à l'entrée , au centre et à la sortie du canal. On peut constater que la vitesse, au centre et à la sortie du canal, est faible à proximité des parois et elle augmente lorsqu'on se dirige vers l'axe

de l'écoulement ce qui peut être expliqué par la présence des forces de frottements entre les particules fluide et la paroi du canal (Condition d'adhérence). Pour ce qui est de la vitesse à l'entrée, elle est constante et égale à sa valeur donnée par les conditions aux limites.

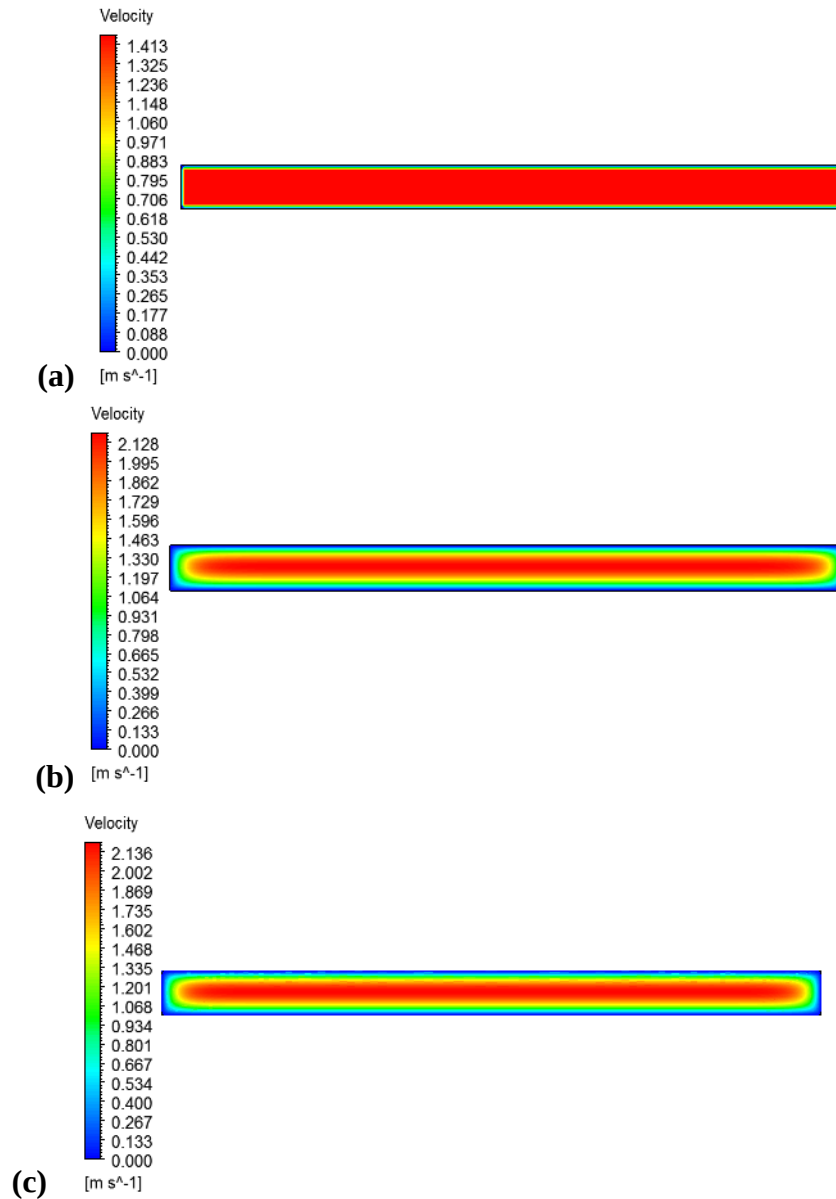


Fig. 4 Champ de vitesse le long du micro-canal lisse

A l'entrée du canal, (b) Au centre du canal, (c) A la sortie du canal.

La Fig. 5 présente les profils de vitesse pour différentes positions le long du micro canal lisse. On observe que pour les deux positions centre et sortie du canal, les allures des vitesses sont identiques et prennent des formes paraboliques. Cependant à l'entrée le profil de vitesse est celui d'une vitesse constante.

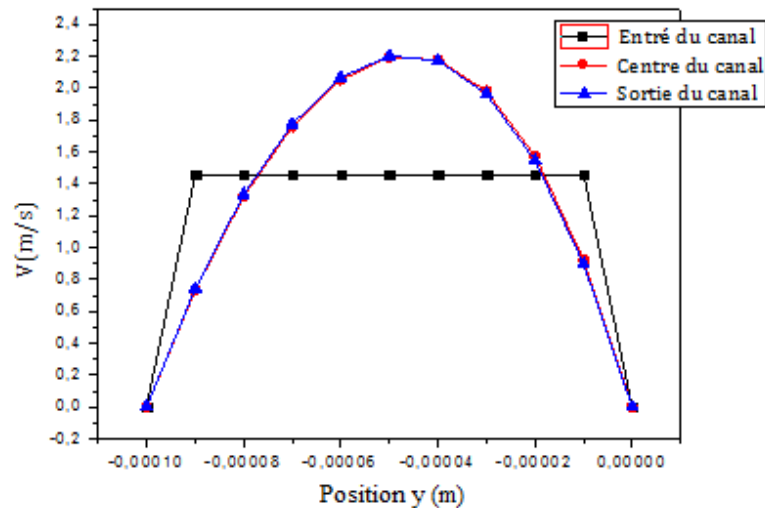


Fig. 5: Profiles de vitesse pour différentes positions le long du canal lisse.

L'évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds est donnée sur la Fig. 6(a). Il est clair que le coefficient de frottement est inversement proportionnel au nombre de Reynolds. En effet, les pertes de charge, qui sont des chutes de pression, sont dues à la résistance que rencontre le fluide en écoulement. Par conséquent, les actions de cisaillement occasionnent des pertes énergétiques dans le micro-canal lisse.

Les courbes de la Fig. 6(b) représentent l'évolution des coefficients de frottement simulés et théoriques en fonction du nombre de Reynolds, pour un modèle de conduite lisse. On remarque, que nos résultats numériques se concordent d'une façon presque identique avec ceux théorique sur toute la plage du nombre de Reynolds étudié. Cependant, un petit écart est noté par rapport aux résultats numériques de Ebrahimi et al. [14], malgré la bonne concordance qualitative.

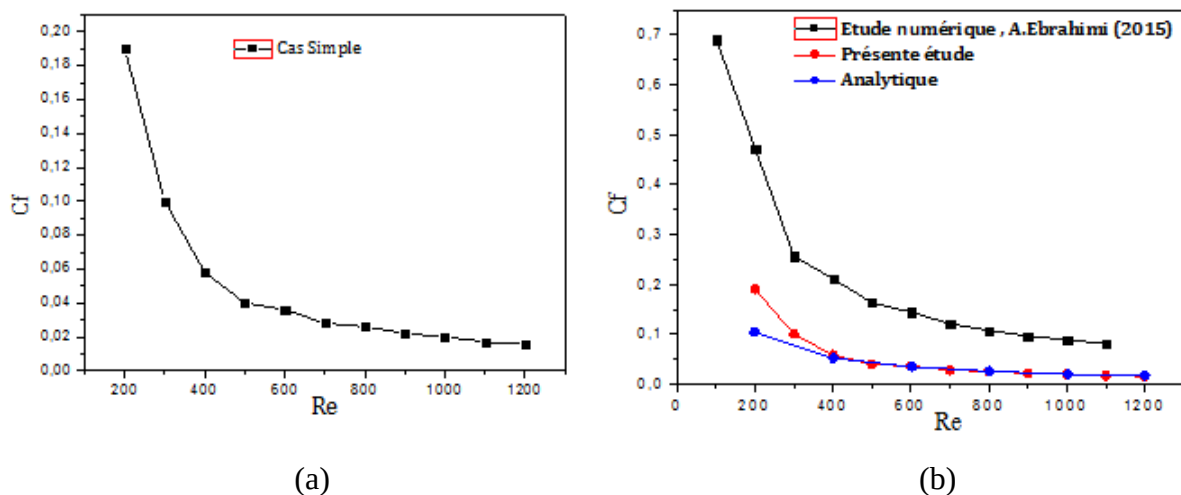


Fig. 6 Evolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds.

La Fig. 7 montre que le nombre de Poiseuille est indépendant de la variation du nombre de Reynolds, ce qui est totalement prédit par les lois classiques. Nos résultats, comme tant d'autres expérimentaux et numériques, ne laissent aucun doute sur la validité des lois classiques dans l'étude des écoulements traversant des micro-conduites supposées comme totalement lisses. D'autre part, on peut remarquer que nos résultats numériques sont en accord avec ceux de la théorie.

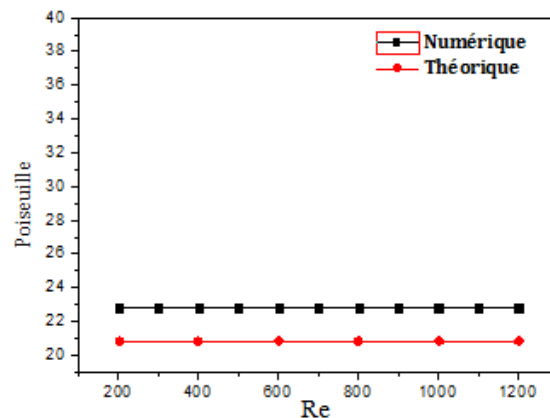


Fig. 7: Evolution du nombre de Poiseuille en fonction du nombre de Reynolds

Les contours de la Fig. 8 illustrent l'évolution de la température du fluide à travers le micro-canal de l'entrée à la sortie. A la section d'entrée (Fig. 8a), la température du fluide est constante. Alors que pour les deux autres sections (Fig. 8b, c), le centre et la sortie du canal, la température du fluide affiche une augmentation progressive en se dirigeant de la paroi supérieure vers la paroi inférieure. En effet, un échange de chaleur entre la paroi haute chauffée et les couches du fluide adjacentes est effectué. Les contours du champ thermique (a, b et c) de la Fig. 8 montrent aussi que la température du fluide augmente de l'amont à l'aval du canal.

La Fig. 9 donne les profils de température dans les trois différentes sections du canal lisse. Il apparaît que pour les deux positions du canal (le centre et la sortie), la température du fluide augmente en allant du haut vers le bas du canal et de l'amont vers l'aval de l'écoulement.

La courbe de la Fig. 10 illustre les variations du nombre de Nusselt moyen en faisant varier le nombre de Reynolds. On remarque qu'une augmentation du nombre de Reynolds s'accompagne par une augmentation de Nusselt. Ceci peut s'expliquer par la dominance du transfert de chaleur par convection forcée. C'est un signe que l'augmentation du nombre de Reynolds rend les vitesses plus fortes, ce qui intensifie le mélange du fluide et augmente le tourbillon faisant augmenter le Num .

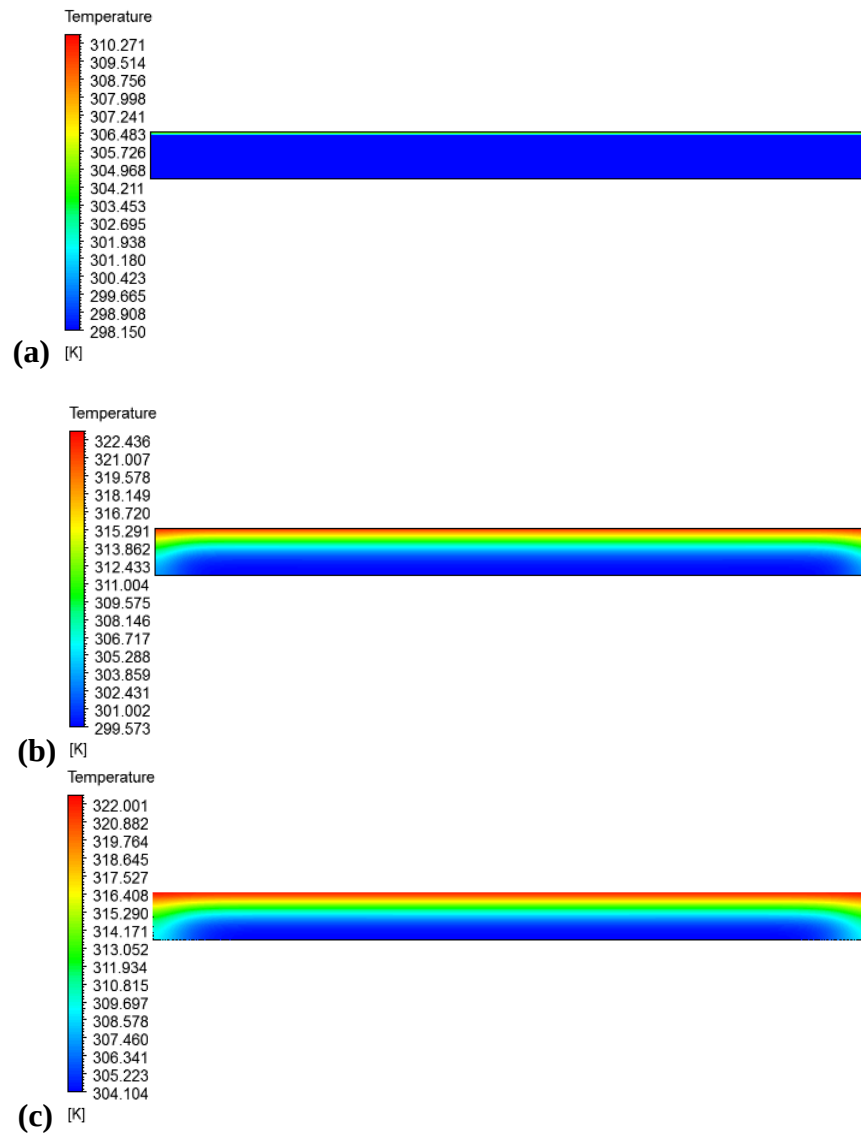


Fig. 8 Champs de température le long du micro-canal lisse
(a) A l'entrée, (b) Au centre, (c) A la sortie

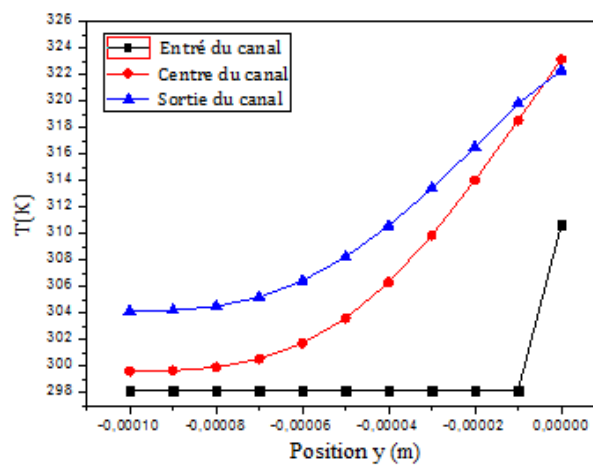


Fig. 9 Profile de température le long du micro-canal lisse

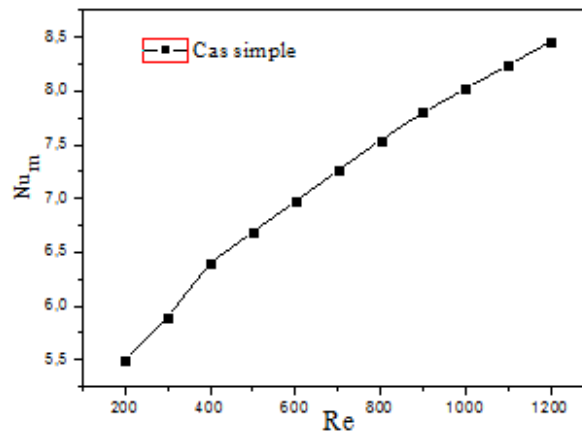


Fig. 10 Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds.

D'autre part, les courbes de la Fig. 11 représentent l'évolution des nombres de Nusselt simulés et expérimentaux en fonction du nombre de Reynolds, pour un modèle de micro-conduite lisse sans LVG. On remarque, que nos résultats numériques sont en très bonne concordance avec ceux expérimentaux de Liu et al. [24] sur presque toute la plage du nombre de Reynolds étudiés. Cependant, un petit écart est constaté entre nos résultats et ceux numériques de Ebrahimi et al. [14]. Cet écart a tendance à s'annuler pour des nombres de Reynolds supérieur à 1200. La confrontation de nos résultats à ceux expérimentaux et numériques, permet une validation des résultats de la présente étude.

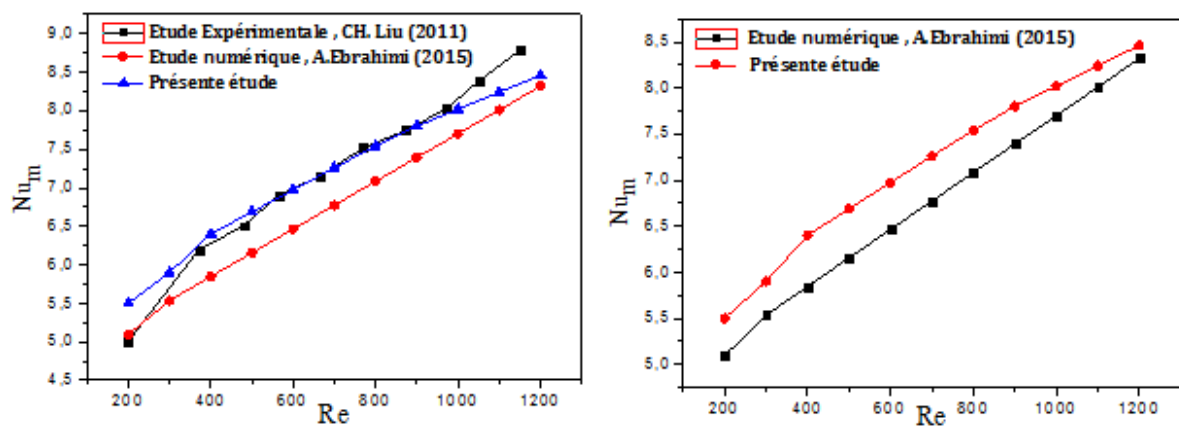


Fig. 11 Comparaison de l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds dans le cas du micro canal lisse sans LVG.

3.2 Cas du canal lisse avec LVG

La Fig. 12 montre les contours de l'amplitude de la vitesse non dimensionnelle (U/U_0) sur un plan situé à la moitié de la hauteur du micro canal ($y = 0.5H$) pour les nombre de Reynolds $Re = 300, 700$ et 1100 . On observe qu'une zone à grande vitesse se forme entre les LVG et à proximité des parois latérales du micro canal. On peut voir que les régions de recirculation

derrière les LVG augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds. En outre, il est clair que le mélange des fluides s'intensifie en augmentant le nombre de Reynolds. On constate aussi, que l'interaction entre les tourbillons se produit en raison de la génération de la couche de cisaillement derrière les LVG. À des nombres de Reynolds plus élevés, l'écoulement couvre de plus longues distances dans les micro canaux avec des LVG en comparaison avec les micro canaux lisses. Ceci peut s'expliquer par le fait que le fluide traverse un chemin ondulé en aval des LVG et que les tourbillons générés dus à la présence des LVG deviennent plus forts avec l'augmentation du nombre de Reynolds et apportent donc plus d'amélioration du transfert de chaleur par rapport à un micro canal lisse. De plus, ce phénomène peut être attribué à la transition d'un état laminaire à un état turbulent. Un résultat similaire est également obtenu par Ebrahimi et al. [14], J. Ma et al. [26] et Liu et al. [24].

La Fig. 13 donne une comparaison de nos résultats avec ceux d'Ebrahimi et al. [14] pour un nombre de Reynolds $Re = 1100$. On peut constater une bonne concordance entre les deux résultats. Ebrahimi et al. [14] ont utilisé pour leurs simulations le logiciel CFD Open FOAM. Alors que dans notre cas, on a réalisé nos simulations avec le logiciel Ansys-Fluent.

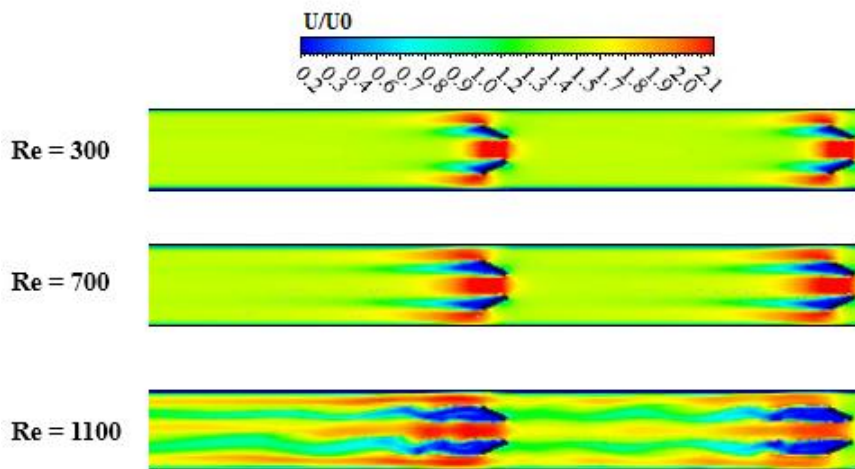


Fig. 12 Contours de la vitesse adimensionnelle pour différent nombre de Re à $y = 0.5H$

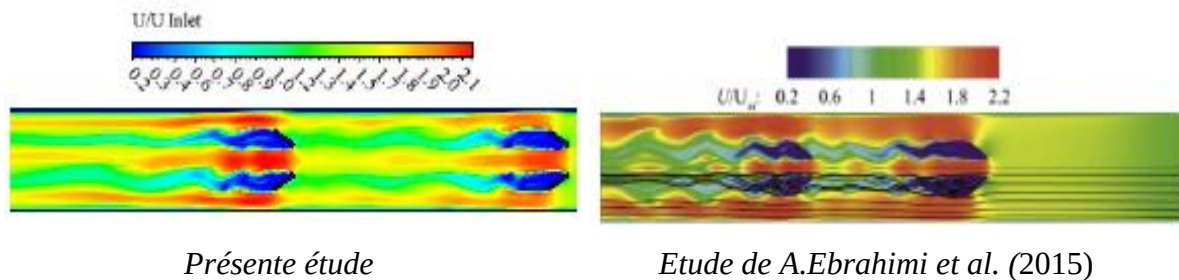


Fig. 13 Comparaison des contours de la vitesse adimensionnelle pour un nombre de $Re = 1100$ à $y = 0.5H$

La Fig. 14 montre que l'utilisation des LVG dans des micro-canaux entraîne une plus grande perte de charge (de pression) ou un facteur de frottement élevé. Ceci est dû à la présence d'un écoulement secondaire et à des interactions complexes entre les tourbillons et les parois du canal. On peut conclure que la résistance du frottement des parois du canal est le facteur ayant l'effet le plus important sur la résistance de l'écoulement du liquide dans le micro-canal lisse. Cependant en présence des LVG, en plus de la résistance du frottement des parois du canal, une plus grande résistance de pression due à la résistance locale des LVG est apportée. Le coefficient de frottement dans le micro-canal prend des valeurs très élevées autour de 0.7 (Cas avec LVG) puis diminue rapidement avec l'accélération de l'écoulement (grand nombre de Reynolds). Cette tendance est partagée entre les deux cas de figure avec et sans LVG. La présence des obstacles (LVG) dans le micro-canal donne lieu à un coefficient de frottement avec des valeurs plus importantes que dans le cas sans LVG (Fig. 14a). Dans le cas d'un modèle de conduite lisse avec LVG, la Fig. 14b montre une très bonne concordance qualitative de nos résultats avec ceux numériques de Ebrahimi (2015) [14].

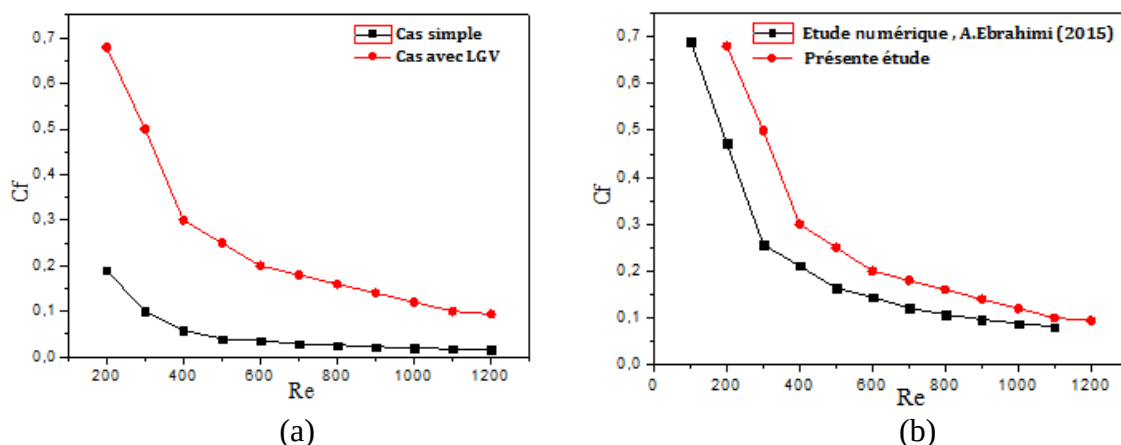


Fig. 14 Evolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds.

(a) : Comparaison entre les deux cas d'étude avec et sans LVG, (b) : Comparaison avec les résultats de Ebrahimi et al. (2015) [14].

L'évolution des contours de température dans le micro-canal et également sur les surfaces des LVG sont représentés sur la Fig. 15 pour différents nombres de Reynolds. On observe que la répartition de la température à l'intérieur de la zone solide n'est pas uniforme et sa température moyenne est élevée. Les LVG de la première rangée ont une température moyenne plus élevée par rapport à celle des LVG de la deuxième rangée. Les interactions entre le liquide de refroidissement et les surfaces chaudes de la paroi supérieure et des LVG modifient la distribution de la température. L'augmentation du nombre de Reynolds provoque davantage des changements dans la distribution de la température et diminue l'épaisseur de la couche

limite thermique sur les parois du micro-canal et les surfaces des LVG. La présence de tourbillons et la diminution de l'épaisseur de la couche limite thermique entraînent des gradients de température plus élevés et donc un taux de transfert de chaleur plus élevé et une température moyenne plus basse des LVG. Il existe une différence de température plus élevée entre le liquide de refroidissement et les surfaces chaudes à des nombres de Reynolds plus élevés, ce qui entraîne un taux de transfert de chaleur plus élevé. Cela peut être décrit qu'à des nombres de Reynolds plus élevés, la convection forcée domine le transfert de chaleur par diffusion, et vice versa. De plus, une température globale et locale du fluide plus élevée est observée dans les micro-canaux avec des LVG, ce qui entraîne une viscosité du fluide plus faible. Cela peut, rendre le fluide moins stable, augmenter la génération de tourbillons et le mélange et la déstabilisation du fluide, ce qui a pour conséquence une plus grande amélioration du transfert de chaleur. On peut en conclure que les fluides à faible viscosité auront de meilleures performances thermiques dans les micro-canaux avec LVG.

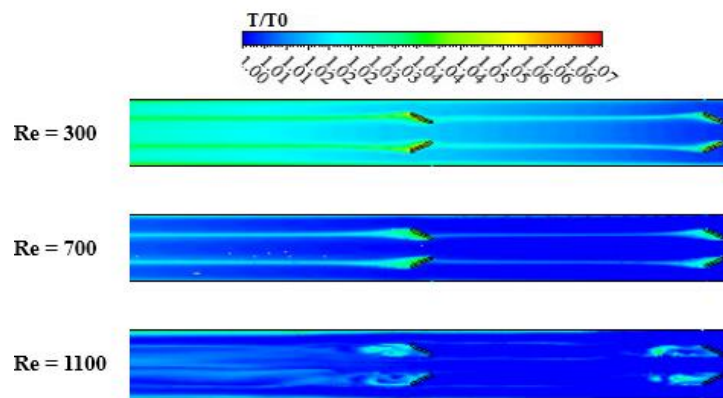


Fig. 15 Contours de la température adimensionnelle pour différent nombre de Reynolds à $y = 0.5H$

Un taux de transfert de chaleur plus élevé dans les micro-canaux avec LVG comparés aux micro-canaux lisses simple est également une autre raison pour une plus grande capacité d'amélioration du transfert de chaleur.

La Fig. 16 illustre les effets de la présence des LVG dans le micro-canal et du nombre de Reynolds sur le Nusselt moyen Nu_m . Il est clair que le Nu_m du micro-canal avec LVG est supérieur à celui des micro-canaux lisses sans obstacles dans toute la gamme des valeurs du nombre de Reynolds. Par rapport au cas sans LVG, une augmentation de Nu_m , entre 10 et 14%, est observée pour les micro-canaux avec des LVG à $Re=700$ et des améliorations importantes de Nu_m sont constatées à des nombres de Reynolds plus élevés. C'est un signe que l'augmentation du nombre de Reynolds rend les tourbillons plus forts ce qui intensifie le mélange du fluide et augmente le Nu_m . Comme le flux rencontre la première rangée des LVG avec une vitesse plus élevée, cette première rangée des LVG joue alors un rôle plus important

dans l'amélioration du transfert de chaleur où les tourbillons générés deviennent plus forts en augmentant le nombre de Reynolds et apportent plus de transfert de chaleur en diminuant l'épaisseur de la couche limite thermique, en augmentant la perturbation de l'écoulement et en améliorant le mélange dans le micro-canal.

Les courbes de la Fig. 17 montre l'évolution des nombres de Nusselt moyens simulés et expérimentaux en fonction du nombre de Reynolds, pour un modèle de micro-conduite lisse avec LVG. On remarque, que nos résultats numériques sont en très bon accord avec ceux numériques de Ebrahimi et al (2015) [14] sur toute la gamme des valeurs du nombre de Reynolds étudié. Pour $Re \leq 700$, les résultats de notre simulation coïncident parfaitement avec ceux expérimentaux de Liu et al. (2011) [24]. Cependant, un écart est constaté entre les deux résultats numériques et ceux expérimentaux de Liu et al. (2011) [24] pour les nombres de Reynolds supérieures à 700. Cet écart peut être lié aux conditions expérimentales et aux erreurs de calcul numérique. D'après cette comparaison de nos résultats avec ceux expérimentaux et numériques, on peut confirmer en quelque sort la validité des résultats de la présente étude.

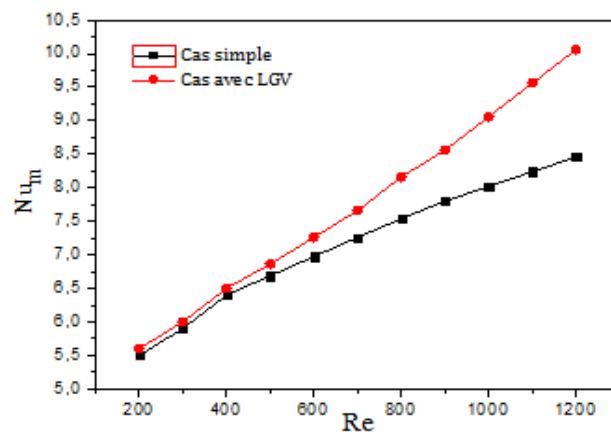


Fig. 16 Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds

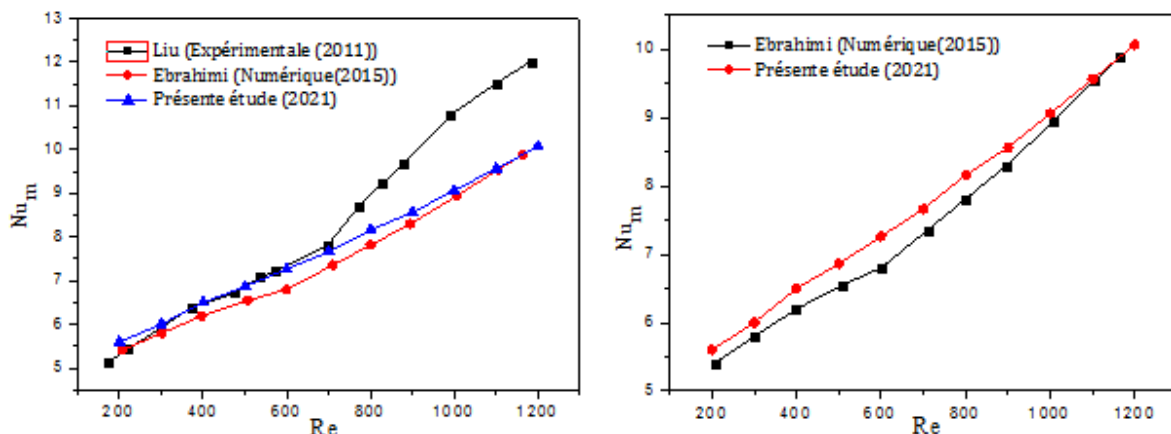


Fig. 17 Comparaison de l'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds dans le cas du micro-canal avec LVG.

4. Conclusion

Nous avons mené, dans ce travail, une étude numérique tridimensionnelle du transfert de chaleur par convection forcée d'un écoulement laminaire d'eau traversant des micro-canaux avec et sans générateur de vortex longitudinaux, en utilisant le code de calcul « Ansys-Fluent ». Le but de ce travail était d'éclaircir l'effet des générateurs de vortex sur le comportement dynamique et thermique d'un écoulement micro-fluidique.

Tout d'abord ; du point de vue validation des résultats, les résultats de notre simulation numérique sont en bon accord avec les données expérimentales et d'autres résultats numériques. Après avoir étudié un micro-canal lisse sans et avec obstacles, les performances thermiques et dynamiques des deux types des micro-canaux ont été comparées et confrontées aux résultats expérimentaux. Les conclusions tirées de la présente étude sont les suivantes :

- L'étude des écoulements laminaires traversant des micro-canaux considérés comme lisses ont confirmé la validité des lois classiques. Ceci a été clair à travers la bonne concordance entre les profils des nombres de Poiseuille calculés et ceux théoriques, et le même résultat a été constaté pour le coefficient de frottement.
- Les résultats obtenus montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds, entraîne l'amélioration de la qualité du transfert thermique dans les deux cas d'étude.
- Le micro-canal rectangulaire avec LVG peut améliorer le transfert de chaleur, par rapport au micro-canal rectangulaire lisse sans obstacles, tout en consommant une perte de charge plus importante. En effet, l'utilisation des LVG dans les micro-canaux conduit à une augmentation notable de l'efficacité thermique qui est proportionnelle au nombre de Reynolds.
- Dans la gamme des nombres de Reynolds entre 200 et 1200, une augmentation de 2 à 21% du nombre de Nusselt moyen a été observée pour les micro-canaux avec LVG comparés aux micro-canaux lisses sans obstacles. Cela se produit grâce à un meilleur mélange du fluide, à la réduction de l'épaisseur de la couche limite thermique et à l'augmentation de la zone de transfert de chaleur. De plus, le coefficient de frottement a été augmenté de plus de 50% par rapport aux micro-canaux lisses sans obstacles, en raison de la résistance locale des LVG et de la présence des écoulements secondaires.

5. References

[1] Li Y., Zhang F., Sunden B., Xie G., Laminar thermal performance of microchannel heat sinks with constructal vertical Y-shaped bifurcation plates. *Applied Thermal Engineering*,

2014, 73 (1): 185-195. doi 10.1016/j.applthermaleng.2014.07.031.

[2] Tuckerman D.B., Pease R.F.W., High performance heat sinking for VLSI ; IEEE Electron Device Letters, 1981, 2 (5): 126-129. doi:10.1109/EDL.1981.25367.

[3] Benladghem Dj., Analyse numérique de la convection forcée développée dans un micro-canal: étude comparative entre deux conduites à parois simples et à parois ondulées. Mémoire de master en Génie mécanique, Option génie Energétique, Université de Telemcen, 2014.

[4] John Thom R., Micro-Two-Phase Cooling Systems, Encyclopedia Of Two-Phase Heat Transfer And Flow Iii Macro And Micro Flow Boiling And Numerical Modeling Fundamentals, 2010 (A 4-Volume Set), Vol.3.

[5] Charef khodja N., Soudani A., Etude hydrodynamique et thermique des écoulements dans les micro-canaux, Edition Universitaire Européennes, 2013.

[6] Kabar Y., Caractérisation des transferts convectifs a l'intérieur de mini- et de micro-canaux. Doctorat en Sciences de l'Université de Constantine - Doctorat de l'Université de Reims, Novembre 2010.

[7] Morini G. L., Single-phase convective heat transfer in microchannels: a review of experimental results. International Journal of Thermal Sciences, 2004, 43(7): 631-651. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2004.01.003>.

[8] Obot N.T, Toward a better understanding of friction and heat/mass transfer in micro-channels – a literature review, Microscale Therm. Eng. 2002, 6 (3):155–173. <https://doi.org/10.1080/10893950290053295>.

[9] Croce G., D'Agaro P., Numerical analysis of roughness effect on micro-tube heat transfer, Superlattices and Microstructures, 2004, 35: 601–616. <https://doi.org/10.1016/j.spmi.2003.09.014>.

[10] Tian L.T., Hi Y. L., Lei Y. G., Tao W. Q., Numerical study of fluid flow and heat transfer in a flat-plate channel with longitudinal vortex generators by applying field synergy principle analysis, Int. Commun. Heat Mass Tran, 2009, 36 (2): 111–120. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.10.018.

[11] Kandlikar S. G., Joshi S., Tian S., Effect of surface roughness on heat transfer and fluid flow characteristics at low Reynolds numbers in small diameter tubs, Heat Transfer Engineering, 2003, 24 (3): 4-16. <https://doi.org/10.1080/01457630304069>.

[12] Rosaguti N.R., Fletcher D.F., Haynes B.S., Low-Reynolds number-heattransfer enhancement in sinusoidal channels, Chem. Eng. Sci, 2007, 62: 694–702. doi : 10.1016/j.ces.2006.09.045.

[13] Hamdi Ahmed E., Impact of Delta-Winglet Pair of Vortex Generators on the Thermal

and Hydraulic Performance of a Triangular Channel Using Al₂O₃–Water Nanofluid, *Journal of Heat Transfer*, 2014, 136(2): 021901(9 pages). <https://doi.org/10.1115/1.4025434>

[14] Ebrahimi A., Roohi E., Kheradmand S., Numerical study of liquid flow and heat transfer in a rectangular microchannel with longitudinal vortex generators, *Applied Thermal Engineering*, 2015, 78: 576–583. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.12.006.

[15] L.H. Tang, W.X. Chu, N. Ahmed, and M. Zeng, A New Configuration of Winglet Longitudinal Vortex Generator to Enhance Heat Transfer in a Rectangular Channel, *Applied Thermal Engineering*, 2016, 104 (5): 74-84.

[16] Wu H.Y., Cheng P., Friction factors in smooth trapezoidal silicon micro-channels with different aspect ratios, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2003, 46: 2519-2525. DOI: [doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00106-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00106-6).

[17] Datta A., Sanyal D., Das A., Numerical investigation of heat transfer in microchannels using inclined longitudinal vortex generator, *Applied Thermal Engineering*, 2016, 108 (5): 1008-1019

[18] D.Lelea, S.Nishio and K.Takano: The expérimentale research on micro-tube heat transfer and fluid flow of distilled water, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 2016, 47: 2817-2830. doi:[10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.11.034](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.11.034).

[19] Chen C., Teng J., Cheng C., A study on fluid flow and heat transfer in rectangular microchannels with various longitudinal vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 69: 203-214.

<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.10.018>

[20] Rezazadeh R., Pourmahmoud N., Asaadi S., Numerical investigation and performance analyses of rectangular mini-channel with deferent types of ribs and their arrangements, *International journal of thermal sciences*, 2018, 132: 76-85. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.05.048.

[21] Korniliou S., Ebullition dans les micro canaux : influence du rapport d’aspect sur le transfert thermique local, Thèse de Doctorat en Mécanique Energétique, Université d’Edimbourg – Ecosse, 2018.

[22] Qu W., Mala Gh. M., Li D. D., Heat transfer for water flow in trapezoidal silicone micro-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43: 3925-3936. doi:10.1016/S0017-9310(00)00045-4.

[23] Merzoug C., Ouahchi I., Influence des générateurs de vortex longitudinaux (LVG) sur le transfert thermique dans un micro-canal, Mémoire de Master II, Faculté des Sciences de la Matière, Université de Batna 1, 2020.

- [24] Liu C., Teng J. T., Chu J. C., Chiu Y. L., Experimental investigations on liquid flow and heat transfer in a rectangular microchannel with longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(13): 3069-3080. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.02.030.
- [25] Tiselj I., Hetsroni G., Mavko B., Mosyak A., Pogrebnyak E., Segal Z., Effect of axial conduction on the heat transfer in micro-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47: 2551–2565. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.01.008.
- [26] Ma J., Y., Huang Y. P., Huang J., Wang Y. L., Wang Q. W., Experimental investigations on single-phase heat transfer enhancement with longitudinal vortices in a narrow rectangular channel, *Nucl. Eng. Des*, 2010, 240 (1): 92-102.
https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2009.10.015.
- [27] Sabaghan A., Edalatpour M., Moghadem M., Nanofluid flow and heat transfer in a microchannel with longitudinal vortex generators: Two-phase numerical simulation, *Applied thermal engineering*, 2016, 100: 179-189.
https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.020.
- [28] Goldberg, N., Narrow Channel Forced Air Heat Sink, *IEEE Trans. on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, 1984, Vol. 7, No. 1: 154–159.

Nomenclature

V : volume [m^3]	T_{wat} : Température moyenne de la paroi [K]
K : Conductivité thermique [$W.m^{-1}k^{-1}$]	T_f : Température du fluide à l'entrée [K]
m : masse [kg]	T_{in} : Température moyenne à l'entrée [K]
C_p : Chaleur spécifique [$J K^{-1} kg^{-1}$]	T_{out} : Température moyenne à la sortie [K]
u, v, w : Composantes du vecteur vitesse suivant x, y, z [m/s]	T : Température [K]
t : Temps [s]	T_{wat} : Température moyenne de la paroi [K]
P : Pression [Pa]	A : Surface chauffante [m^2]
H : La hauteur du micro-canal [m]	K_f : Conductivité thermique du fluide [$W/m.k$]
ΔP : Perte de pression [Pa]	μ : Viscosité dynamique [$m^{-1}.s^{-1}$]
D_h : Diamètre hydraulique [m]	ρ : Masse volumique [$kg.m^{-3}$]
L : Longueur d'un micro-canal [m]	τ_p : Contrainte pariétale [Pa]
W : Largeur d'un micro-canal [m]	ν : Viscosité cinématique [$m^2.s^{-1}$]
h : Coefficient de transfert thermique convectif [$W.m^{-2}.k^{-1}$]	μ : Viscosité dynamique du fluide [$Kg/(m \cdot s)$]
I : Longueur de LVG [m]	α : Rapport d'aspect (h/l)
b : Epaisseur de LVG [m]	β : Angle degré [$^\circ$]