



## Effet de Profil d'Ondulation sur les Performances Thermo-Hydrauliques des Ecoulements dans les Mini canaux

Rachid BOUCHENAF<sup>1</sup>, Abdelaziz BEGAG<sup>1</sup>, Rachid SAIM<sup>1</sup>, Said ABBOUDI<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire Energétique et Thermique Appliquée (ETAP)

Faculté de technologie, Université de Tlemcen BP 230, Algérie

<sup>2</sup>Laboratoire Interdisciplinaire Carnot de Bourgogne - Site UTBM Sévenans- ICB UMR 6303 CNRS /

Univ. Bourgogne Franche Comté (UBFC), 90010 Belfort cedex, France

*bouchenafa\_rachid2011@yahoo.com saimrachid@yahoo.fr said.abboudi@utbm.fr*

### Résumé

Dans cette étude, on présente l'effet de l'ondulation des parois sur le comportement thermique et dynamique de l'eau dans deux types de mini-canaux, à savoir mini canal à parois sinusoïdale et à parois en zigzag. Les performances thermo-hydrauliques sont comparées avec un mini canal simple. Le fluide est considéré laminaire incompressible avec des propriétés constantes. Les équations gouvernantes ont été intégrées et discrétisées selon l'approche des volumes finis. La procédure SIMPLE a été utilisée pour la résolution du système d'équations algébriques fortement couplées (température- vitesse et gradient axial de pression- vitesse). Les profils de vitesse axiale, les champs de vitesse et de température la distribution du nombre de Nusselt local et global ainsi que les pertes de pressions sont présentés pour des cas d'exemple type et pour différents nombres de Reynolds variant de 200 à 900.

Les résultats obtenus montrent que la présence des ondulations de différentes formes exprimera des meilleures performances du point de vue transfert de chaleur d'une part et une pénalité élevée en chute de pression d'autre part.

**Mots clés :** Convection forcée, écoulement laminaire, mini canal, sinusoïdale, zigzag

### 1. Introduction

La nouvelle technologie en électronique de puissance et la course vers la miniaturisation tel que les processeurs dernière génération, les diodes laser, les gros transistors et les nouvelles générations d'appareils à rayonnement X, entraînent de sévères contraintes de fonctionnement et notamment au niveau de la température de fonctionnement.

Pour que ces appareils fonctionnent correctement et ne soient pas détruits par la chaleur qu'ils génèrent, il est impératif d'évacuer la puissance thermique très efficacement pour maintenir une température de fonctionnement optimum. Cela nécessite des systèmes de refroidissement adaptés à des flux de chaleur très intenses.

La problématique qui se pose aujourd'hui est savoir comment dissiper les grosses densités de flux de chaleur dans un petit espace, ce que les microstructures seront en mesure d'apporter, puisqu'elles vont créer un environnement très favorable au transfert de la puissance vers le fluide [1].

L'une des approches les plus rassurantes étant le refroidissement au moyen des mini-canaux et micro-canaux par un écoulement simple ou diphasique. Ils offrent de hautes performances en transfert de chaleur. M.A. Ahmed et al. [2] ont effectué une étude numérique sur l'effet de profil d'ondulation sur les performances thermo-

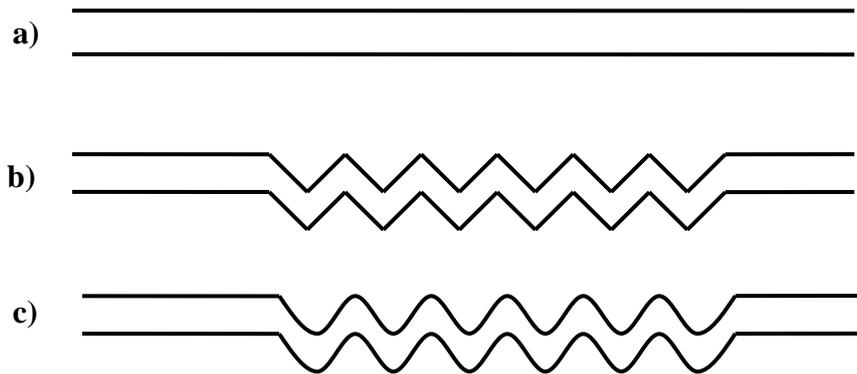
hydrauliques des différents types et formes de canaux (canal sinusoïdal, triangulaire et trapézoïdal) en utilisant le CuO eau nano fluide. La vitesse de l'écoulement, la température, la perte de pression, le nombre de Nusselt moyen et le facteur de performance thermo-hydraulique sont analysés. Ils ont conclu que le nombre de Nusselt moyen et le facteur de rendement augmentent avec la fraction volumique des nano particules et le nombre de Reynolds pour toutes les formes de canaux. En outre, la chute de pression non adimensionnelle augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, ainsi le canal trapézoïdal a le nombre de Nusselt le plus élevé. **H.M. Mohammed et al. [3]** ont étudié numériquement l'effet des paramètres géométriques, le flux de chaleur (0,4 à 6 kW), le nombre de Reynolds (8000-20000), la hauteur du canal et l'ondulation sur le transfert de chaleur de l'air s'écoulant en convection forcée turbulente. Les parois supérieure et inférieure du canal ondulé sont soumises à un flux de chaleur constant. Les équations gouvernantes sont résolues par la méthode de volumes finis. Ils ont conclu que l'utilisation d'un canal ondulé est une méthode appropriée pour augmenter le rendement thermique et d'obtenir une compacité plus élevée de l'échangeur de chaleur. Une étude numérique d'un écoulement turbulent et du transfert de chaleur par convection entre deux plaques ondulées en présence de flottabilité été présentée par **P. Forooghi et al [4]**. Trois différentes géométries de canaux, avec des ratios largeur-hauteur égaux à 0,2, 0,32 et 0,5 et un nombre de Reynolds compris entre 2200 et 13500. Les résultats montrent que le transfert de chaleur diminue avec le nombre Grashoff jusqu'à un certain point. **J.L. Niu et al [5]** ont effectué une étude numérique d'écoulement en régime transitoire avec un nombre de Reynolds variant de 200 à 3000 en trois dimensions, pour examiner l'effet géométrique sur les caractéristiques thermo hydrauliques des canaux ondulés-croisés périodiques. Ils ont conclu que l'angle au sommet influe fortement sur le transfert de chaleur et la perte de pression dans le canal ondulé. Une étude numérique de transfert de chaleur par convection dans un canal ondulé bidimensionnel périodique a été réalisée par **Yasar et Cem [6]**, en utilisant l'air comme fluide. L'étude numérique est effectuée par la méthode des éléments finis. L'angle d'ondulation est égal à 20°, et la condition au limite thermique est un flux de chaleur uniforme. Ils ont trouvé que le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression pour les canaux ondulés ont une bonne concordance avec les résultats expérimentaux. **Yang et al [7]** ont mené une étude numérique détaillée de transfert de chaleur d'un fluide s'écoulant dans un canal ondulé avec un nombre de Reynolds ( $Re = 2000-5500$ ), et les angles de plaques ondulées  $V$  ( $\theta = 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ$ ), et un flux de chaleur constant ( $q'' = 580, 830, 1\ 090\ \text{W/m}^2$ ). Les résultats numériques ont été validés avec les données de **P. Naphon [8]**. Ils ont conclu que l'augmentation des angles de plaques ondulées peut améliorer le transfert de chaleur. **H. Pehlivan et al [9]** ont mené une étude expérimentale de transfert de chaleur d'un écoulement d'air dans des différents types des canaux ondulés pointus et arrondi (convergent divergent), avec un nombre de Reynolds de 1500 à 8000 et un flux de chaleur imposé au niveau des parois de 616 W/m<sup>2</sup>. Les effets de la hauteur du canal de transfert de chaleur et de perte de charge sont obtenus et discutés. Ils ont constaté que l'augmentation d'angle ondulé et hauteur du canal tendent à accroître le transfert de chaleur. **Zhenhui Dai et al [10]** ont fait une analyse expérimentale des caractéristiques hydrodynamiques et de transfert de chaleur de l'eau à travers des mini-canaux pour des nombres de Reynolds allant de 50 à 900. Les résultats expérimentaux montrent que l'amélioration significative de transfert de chaleur est réalisée dans des canaux ondulés comparé avec le canal droit équivalent. Une étude expérimentale a été menée par **C.J. Teo et al [11]** sur le transfert de la chaleur et le frottement de l'écoulement dans des micro-canaux sinusoïdaux, avec des sections transversales rectangulaires utilisant l'eau comme fluide caloporteur, et un nombre de Reynolds d'environ 300 à 800. Il ont constaté que le rendement de transfert de chaleur en présence des micro-canaux

ondulés est beaucoup grand supérieur; en même temps la perte de charge à la présence des micro-canaux ondulés peut être beaucoup plus petite que l'agrandissement de transfert de chaleur.

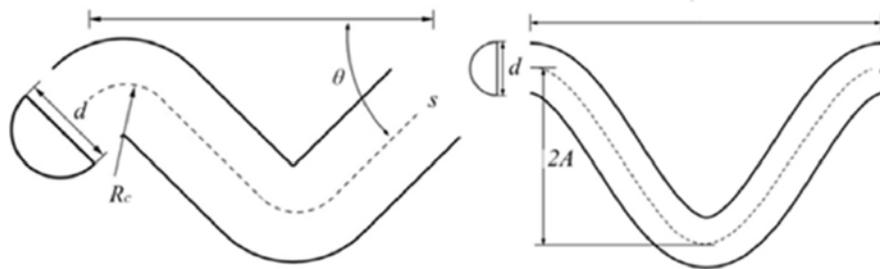
## 2. Formulation mathématique du problème

### a. Géométrie du problème :

Le système étudié est schématisé par la figure 1. La figure 1 (a) est un mini canal de simple forme, de longueur  $L$  et diamètre  $D$ . La figure 1. (b) est un canal sinusoïdal se caractérise par la demi-longueur d'unité  $L$ , de diamètre  $D$  et d'amplitude  $A$ . La figure 1 (c) en zigzag, caractérisée par la demi-longueur d'unité  $L$ ; le diamètre de la section transversale semi-circulaire  $D$ .



**Figure 1 :** Différentes géométries des mini canaux, a) simple, b) zigzag, c) sinusoïdale



**Figure 2 :** Schéma d'une unité répétitive, (a) mini-canal en zigzag, (b) mini-canal sinusoïdale

Les dimensions de la géométrie, sont basées sur les données expérimentales publiées par [Zhenhui Dai \[10\]](#).

Les paramètres géométriques des problèmes étudiés sont représentés dans le **tableau 1**

Mini-canal	Demi longueur L (mm)	Diamètre D (mm)	Courbure Rc (mm)	Angle de pliage pour l'amplitude A (mm)	Longueur totale de chemin Lp (mm)
Simple	-	2	-	-	124
Zigzag 1	3.5	2	1.02	45°	156.3
Zigzag 2	6.06	2	1.02	30°	136
Sine 1	3.5	2	-	1.75	173.6
Sine 2	6.06	2	-	1.75	143.9
Sine 3	7	2	-	3.5	163

### b. Equations gouvernantes

✓ **Equation de Continuité**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

✓ **Equation de quantité de mouvement**

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

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

✓ **Equation d'énergie**

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

**c. Conditions aux limites**

Des conditions aux limites pour chaque variable sont obligatoire pour la résolution du système d'équations obtenues précédemment.

Dans notre travail, les conditions aux limites hydrodynamique et thermique se basent sur le travail expérimental de **Zhenhui [10]**.

- ✓ La température de fluide est constante à l'entrée du mini-canal  $T_{in} = 300K$ .
- ✓ La vitesse à l'entrée de mini-canal  $U_{in}$  est constante et correspond à un nombre de

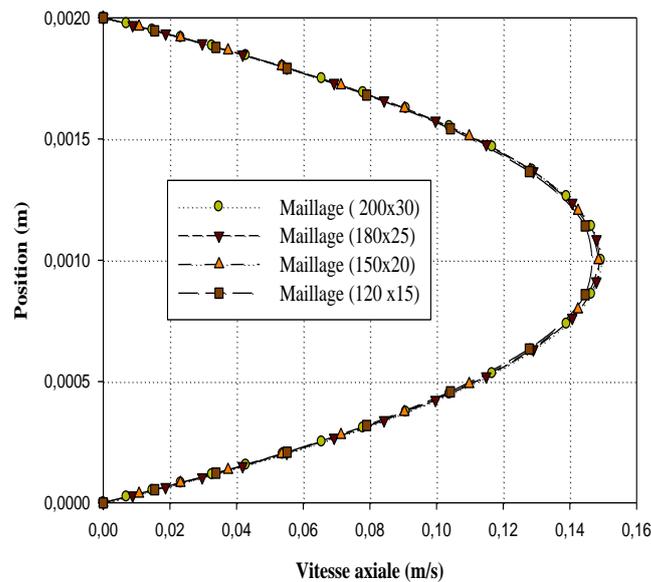
Reynolds fixe. Cette vitesse s'exprime par l'équation suivante :

- ✓ La paroi supérieure est soumise à une température constante  $T_{psup} = 330k$  à, tandis que la paroi inférieure admet une température constante  $T_{pinf} = 300k$ .

**3. Solution numérique**

**a. Choix de maillage**

Afin d'assurer une indépendance des résultats numériques par rapport au maillage utilisé, il faut d'abord tester le maillage pour différents couples  $(N_x, N_y) = (200, 30) ; (180, 25) ; (150, 20) ; (120, 15)$ .



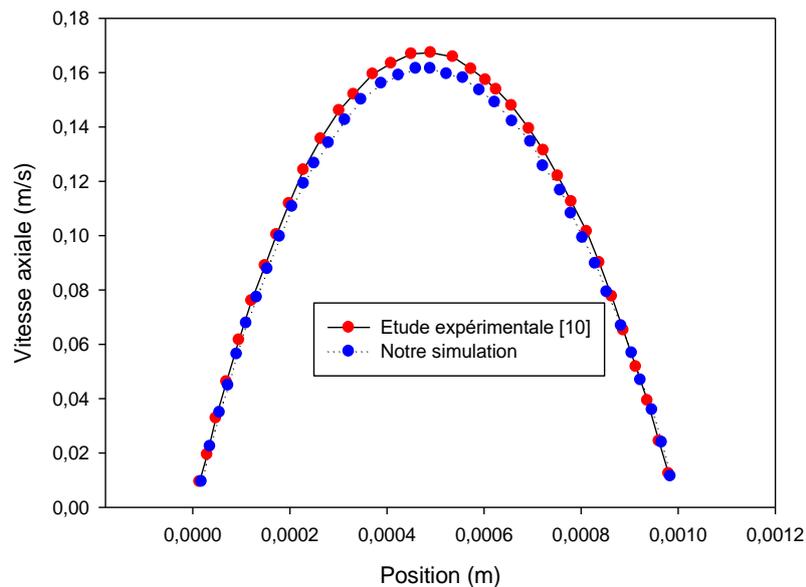
**Figure 3 :** Variation de la vitesse axiale pour les différents maillages pour un mini-canal simple.

Figure 3 présente la variation de vitesse axiale à une section pour différents maillages appliqué au mini-canal simple et zigzag c'est étude d'effet de maillage. On conclut que les vitesses sont presque identiques pour les

différents maillages étudiés surtout les maillages (200x30) et (180x25). Donc on va choisir le maillage (180x25), pour tous les autres mini-canaux pour nous gagnons plus de temps de calcul.

#### b. Validation des résultats

La validation, ce base sur une comparaison entre les résultats expérimentaux [Zhenhui Dai \[10\]](#) et notre simulation numérique, la grandeur de comparaison est la vitesse axiale pour un mini-canal simple de nombre de Reynolds  $Re=102$  et un diamètre  $D=1\text{mm}$ , ce qui est représenté sur la figure 4. On remarque que le résultat est en bon accord avec les données expérimentales, mais observe qu'il y a une petite incertitude à cause des erreurs expérimentales.



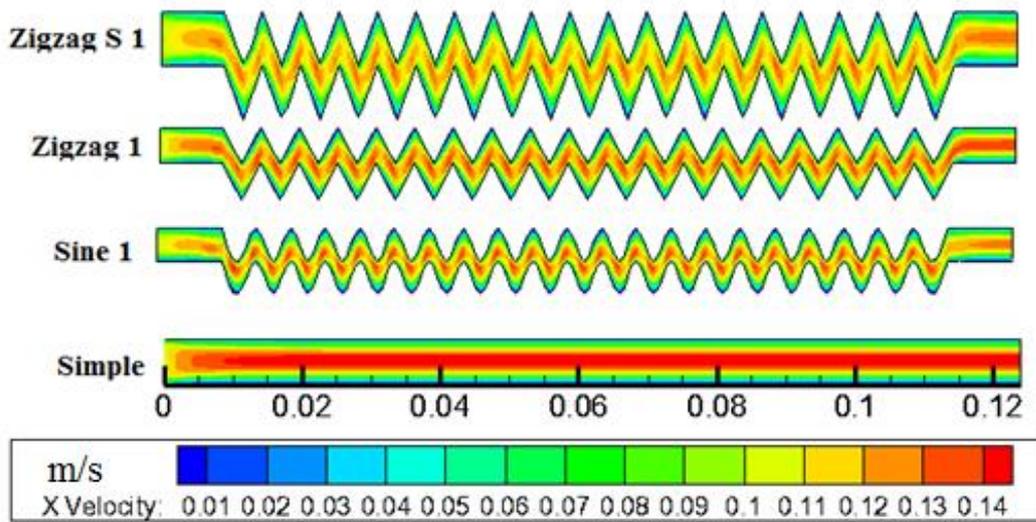
**Figure 4 :** variation de la vitesse axiale pour les différents maillages pour un mini-canal simple.

### 4. Résultats et discussions

#### a. Champ de vitesse

La figure suivante présente un exemple de distribution champ de vitesse dans les mini-canaux (Zigzag S 1 ; Zigzag 1. Sine 1) pour  $Re=200$  et une vitesse initiale à l'entrée  $0.1\text{m/s}$ .

La figure 5 montre les contours de vitesse exprimée en m/s pour les mini-canaux zigzag, ondulée et simple. D'après les résultats numériques, on observe que les valeurs de la vitesse sont très faibles au voisinage des parois et elle augmente au centre de mini-canal, en raison de la présence des forces de frottement, mais lorsqu'on compare la distribution de vitesse des mini-canaux ; on remarque que la vitesse est importante dans mini-canal simple par rapport aux mini-canaux (Zigzag S 1, Zigzag 1, Sine 1).

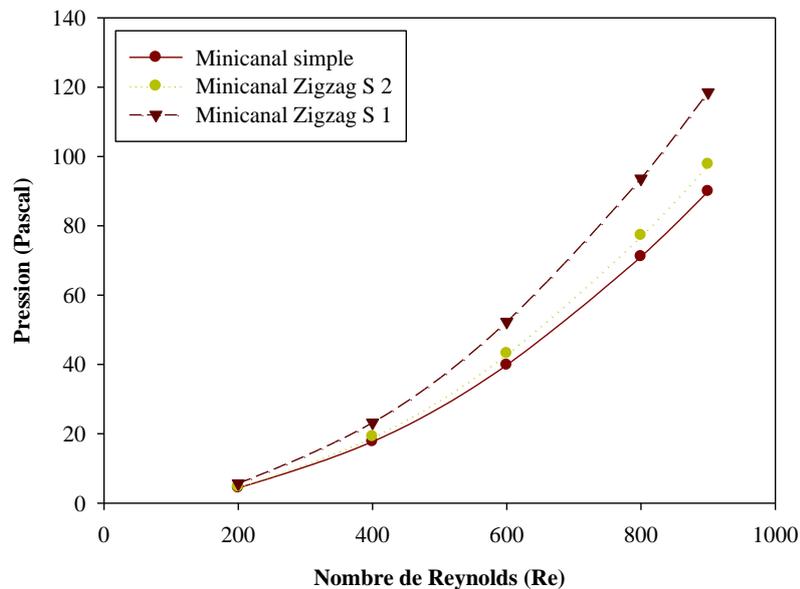


**Figure 5:** contours de la vitesse axiale

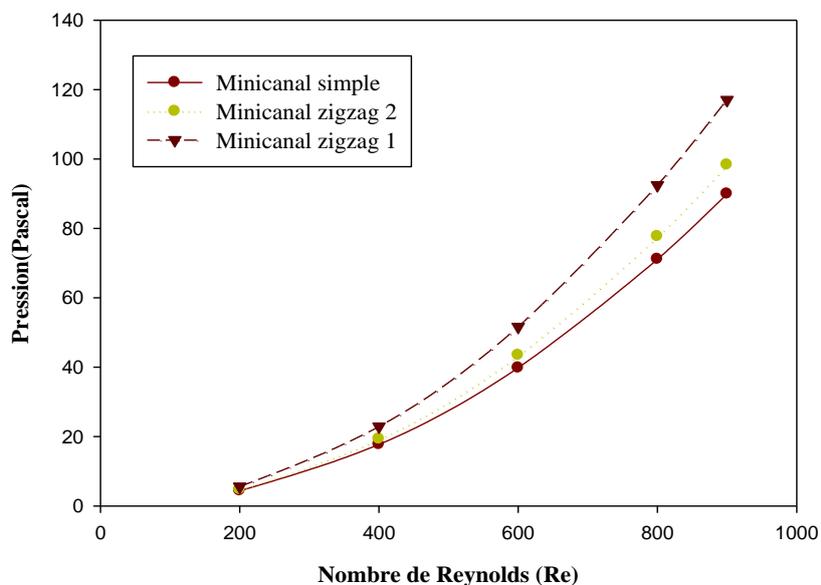
La figure 5 montre les contours de vitesse exprimée en m/s pour les mini-canaux zigzag, ondulée et simple. D'après les résultats numériques, on observe que les valeurs de la vitesse sont très faibles au voisinage des parois et elle augmente au centre de mini-canal, en raison de la présence des forces de frottement, mais lorsqu'on compare la distribution de vitesse des mini-canaux ; on remarque que la vitesse est importante dans mini-canal simple par rapport aux mini-canaux (Zigzag S 1, Zigzag 1, Sine 1).

#### **b. Pertes de pression**

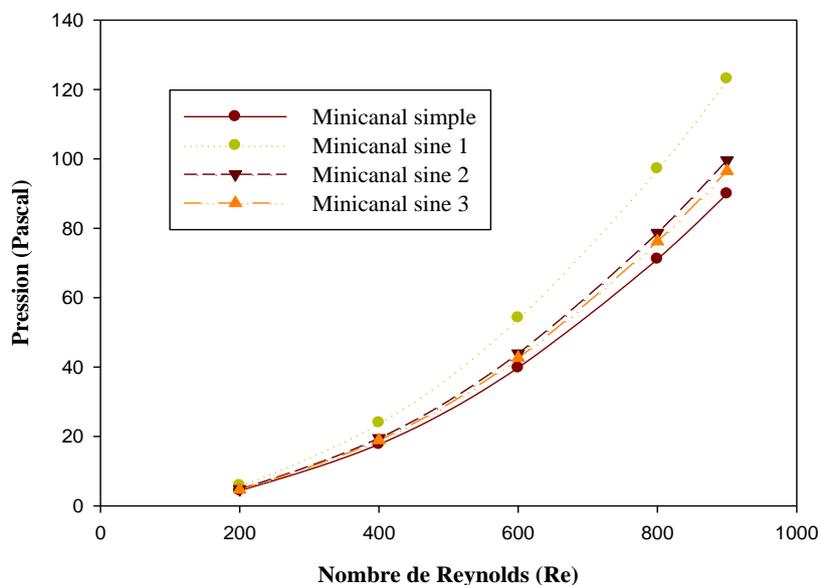
Les figures (6 ; 7 ; 8) représentent la chute de pression en fonction de nombre de Reynolds, on remarque que la pression augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds à partir de  $Re \geq 600$  elle devient très importante ; les différents mini-canaux donnent une pression presque identique jusqu'à un nombre de Reynolds 400, et il commence à diverger. Et on peut voir aussi que le mini-canal (Zigzag S 1 ; Zigzag 1 ; Sine 1) donnent meilleure pression par rapport autre mini-canaux.



**Figure 6:** variation de la perte de pression en fonction de Reynolds pour mini-canal Zigzag S.



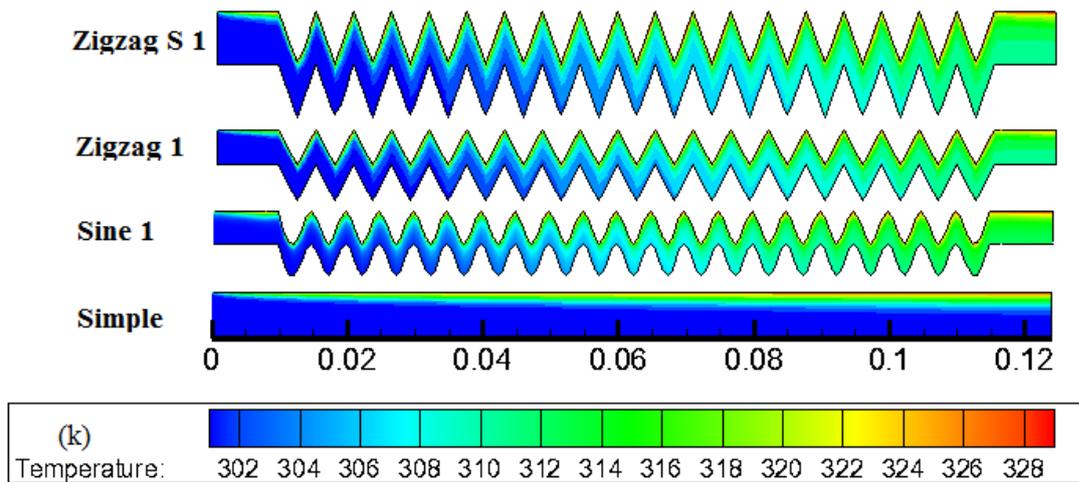
**Figure 7:** variation de la perte de pression en fonction de Reynolds pour mini-canal Zigzag.



**Figure 8:** variation de la perte de pression en fonction de Reynolds pour mini-canal Sine.

### c. Contours de température totale

La figure 10 présente la distribution de la température totale pour mini-canaux (Zigzag S 1 ; Zigzag 1 ; Sine 1 ; Simple) avec une température constante à paroi supérieure  $T=330k$ . On remarque qu'à l'entrée du mini-canal une basse température, après un certain temps le fluide commence à s'échauffer. On peut voir aussi que le fluide va s'échauffé beaucoup mieux dans mini-canaux ondulé et zigzag grâce à la présence d'amplitude.

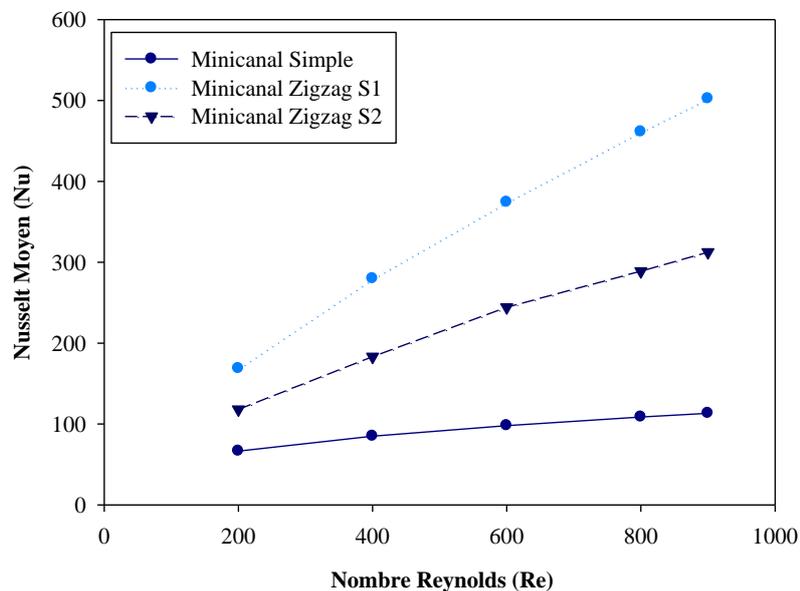


**Figure 10** : Profil de température totale.

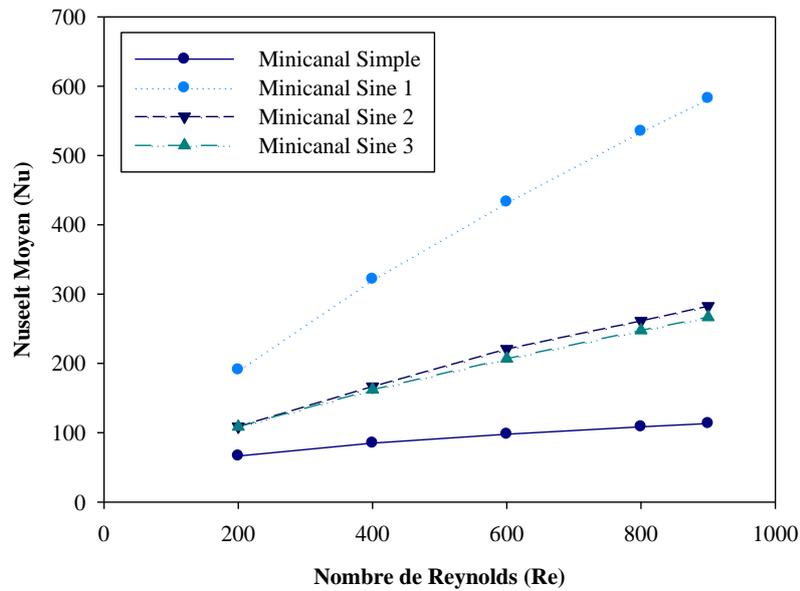
#### d. Nombre de Nusselt moyen

Effet de nombre de Reynolds sur le coefficient de transfert est illustré sur les figures (11 ; 12 ; 13), on remarque que les mini-canaux avec changement de section transversale donnent un nombre de Nusselt moyen important comparant avec un mini-canal simple.

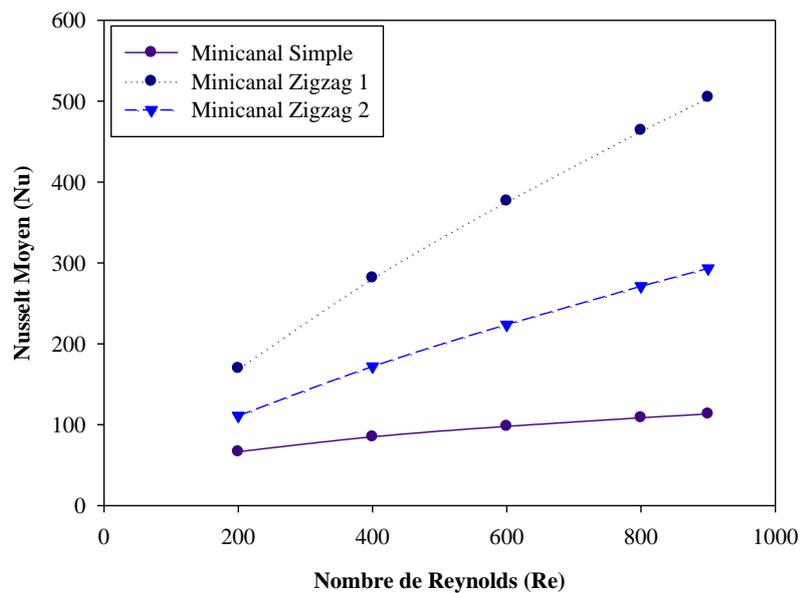
On peut voir aussi que le nombre de Nusselt est proportionnel avec le nombre de Reynolds, et le profil de Nusselt est supérieur pour les mini-canaux (Zigzag S ; Zigzag ; Sine) comparants par mini-canal simple et il présente une importante augmentation.



**Figure 11**: Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour mini-canal Zigzag S.



**Figure 12 :** Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour mini-canal Sine.



**Figure 13 :** Effet de nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen pour mini-canal Zigzag.

## Références

- [1]. Lyamna Hassinet , « étude de l'écoulement laminaire dans un mini-canal par la méthode des volumes finis », Mémoire de Magistère, Université de Batna , 2008.
- [2]. M.A. Ahmed , M.Z. Yusoff, K.C. Ng , N.H. Shuaib, « effect of corrugation profile on the thermal–hydraulic performance of corrugated channels using cuo–water nano fluid ». vol 4, p.p 65-75, Novembre 2014.
- [3]. H.A. Mohammed, A.K. Abbas, J.M. Sheriff, « Influence of geometrical parameters and forced convective heat transfer in transversely corrugated circular tubes, International Communications in Heat and Mass Transfer », Vol 44, p.p 116–126, 2013

- [4]. P. Forooghi, K. Hooman, « Effet de la poussée sur le transfert de chaleur par convection turbulente dans les canaux ondulés - Une étude numérique », Vol 64, p.p 850-862, Septembre 2013.
- [5]. Liu XP, J.L.Niu, « effects of geometrical parameters on the thermo hydraulic characteristics of periodic cross-corrugated channels », Vol 84, p.p 542-549, Mai 2015.
- [6]. Yasar Islamoglu, Cem Parmaksizoglu, « Numerical investigation of convective heat transfer and pressure drop in a corrugated heat exchanger channel », Vol 24, p.p 141-147, 2004.
- [7]. Yue-Tzu Yang, Peng-Jen Chen, « Numerical simulation of fluid flow and heat transfer characteristics in channel with V corrugated plates », Vol 46, p.p 437-445, Avril 2010.
- [8]. Naphon P, « Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugated upper and lower plates. Energy Convers Manag », Vol 48, p.p 1516-1524, 2007.
- [9]. H. Pehlivan I. Taymaz Y. İslamoğlu, « Experimental study of forced convective heat transfer in a different arranged corrugated channel », Vol 46, p.p 106-111, juin 2013.
- [10]. Zhenhui Dai, David F. Fletcher, Brian S. Haynes, « Impact of tortuous geometry on laminar flow heat transfer in micro-channels, School of Chemical and Biomolecular Engineering », University of Sydney, NSW, Australia, 2006.
- [11]. Y. Sui, P.S. Lee, C.J. Teo, « An experimental study of flow friction and heat transfer in wavy microchannels with rectangular cross section », Vol 50, p.p 2473-2482, 2011.