



## Etude numérique de la convection turbulente d'un écoulement d'eau et de nano fluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>- eau dans un canal trapézoïdale.

MOSTEFAOUI Amina<sup>(1)</sup>, SAIM Rachid<sup>(1)</sup>, ABOUDI Said<sup>(2)</sup>

<sup>(1)</sup>Laboratoire d'Energétique et Thermique Appliquée (ETAP), Département de Génie Mécanique, Faculté de Technologie, Université de Tlemcen, B.P 230, Tlemcen, 13000, Algérie,  
E-mail : [mostefaoui\\_amina@yahoo.fr](mailto:mostefaoui_amina@yahoo.fr) et [saimrachid@yahoo.fr](mailto:saimrachid@yahoo.fr)

<sup>(2)</sup>Laboratoire Interdisciplinaire Carnot de Bourgogne - Site UTBM Sévenans- ICB UMR 6303 CNRS / Univ. Bourgogne Franche Comté (UBFC), 90010 Belfort cedex, France  
E-mail : [Said.Abboudi@utbm.fr](mailto:Said.Abboudi@utbm.fr)

**Résumé** : Dans cet article, le comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent dans les canaux trapézoïdaux utilisant l'eau et nano fluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>- eau sont numériquement étudiés. Ce travail aborde une comparaison entre l'effet de la présence et d'absence des nano fluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> dans l'eau pour une fraction volumique de 3% et un diamètre de nanoparticule de 30 nm sur le transfert de chaleur et la perte de pression sous une température constante. Le nombre de Reynolds varie de 7000 à 21000. Les équations gouvernantes de l'écoulement à savoir l'équation de quantité de mouvement et d'énergie ont été résolues numériquement en employant la méthode du volume fini. Pour décrire les phénomènes de turbulence, le modèle k-ε standard a été utilisé. Les résultats indiquent que le nano fluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-eau a le nombre de Nusselt le plus élevé que l'eau pur. L'amélioration du transfert de chaleur augmente avec la concentration volumique des nanoparticules, mais une légère augmentation de la chute de pression avec la diminution du diamètre de nanoparticules est également observée.

**Mots clés** : nano fluide, canal trapézoïdale ondulé, turbulent, transfert de chaleur.

### 1. Introduction

Ces dernières années, la recherche sur les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur dans plusieurs applications d'ingénierie, comme les échangeurs de chaleur, les réfrigérateurs, les automobiles et les centrales électriques a reçu une grande attention afin de répondre aux besoins croissants d'une plus grande efficacité dans ces dispositifs. La géométrie de la conduite et les conditions aux limites sont l'une des nombreuses techniques appropriées pour améliorer les propriétés thermo-physiques du fluide ainsi que le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur. Lorsque le fluide s'écoule dans un canal ondulé, l'écoulement devient perturbé en raison de la croissance des régions de recirculation à proximité de la paroi ondulée, ce qui améliore le mélange de fluide ainsi que le transfert de chaleur. Du côté réfrigérant, l'utilisation des nano fluides peut également améliorer le transfert de chaleur dû à l'amélioration de la conductivité thermique du fluide. Choi [1] au laboratoire national d'Argonne, USA a développé des particules en suspension de taille nanométrique dans une solution, il a observé une augmentation de la conductivité thermique comparée au fluide de base. Plusieurs recherches [2-4] ont observé qu'avec de faibles concentrations volumiques des nanoparticules (1-5%), l'amélioration de la conductivité thermique peut être augmentée d'environ 20%. Jang et Choi [5] ont conçu un modèle théorique qui explique le rôle fondamental du mouvement brownien des nanoparticules sur l'amélioration de la conductivité thermique des nanofluides. Sur la base de la cinétique, la conductivité thermique des nanofluides comprend quatre modes de transport d'énergie dans les nanofluides. Le premier mode est la collision entre les molécules de fluide porteur. Le deuxième mode est la diffusion thermique des nanoparticules; le troisième mode est la collision entre nanoparticules due au mouvement brownien. Le dernier mode est les interactions thermiques des nanoparticules dynamiques ou danseuses avec les molécules fluides de base.

Pandey et Nema [6] ont étudié expérimentalement les effets du nanofluide (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> dans l'eau à différent concentration 2%, 3%, et 4%) et l'eau comme réfrigérant sur le transfert de chaleur, les pertes de frottement, et la perte d'énergie dans un échangeur de chaleur à plaques ondulées à contre-courant. L'augmentation maximale du coefficient de transfert de chaleur par convection a été trouvée dans 2 vol % de nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-eau, qui est

plus de 11% de celle de l'eau. L'utilisation des nanofluides avec des fractions volumiques supérieures à 2% devrait être évitées, car elles sont plus chères et entraîneront une chute de pression plus élevée en raison de leur viscosité plus élevée. En outre, cela n'améliorera pas le transfert de chaleur. Javadi et al. [7] ont analysé les effets de trois types différents de nanofluides sur les propriétés thermo physiques et les caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à plaques. Le coefficient de transfert de chaleur global le plus élevé a été obtenu par le nanofluides  $Al_2O_3$ -eau, qui était de  $308,69 \text{ W/m}^2\text{K}$  dans une concentration de 0,2% de nanoparticules. Tiwari et al. [8] ont étudié numériquement les caractéristiques d'un écoulement de fluide  $CeO_2$ -eau et de nanofluides  $Al_2O_3$ - eau circulant dans un échangeur de chaleur à plaques ondulées. Il a été constaté que l'utilisation de nanofluides en tant que fluide de refroidissement alternatif réduit le coût de pompage et fournit un transfert de chaleur plus important pour les mêmes récipients que dans le cas de l'eau en tant que liquide de refroidissement.

Des nombreuses études expérimentales et théoriques ont été réalisées sur le transfert de chaleur et la chute de pression dans les surfaces ondulées avec différentes configurations utilisant un fluide conventionnel et un nanofluides [9]. Dans cette étude, on a effectué la modélisation numérique du transfert de chaleur turbulent d'un écoulement d'eau et de nano fluide  $Al_2O_3$ - eau dans un canal trapézoïdale avec différents diamètres et concentrations volumiques de nanoparticule.

## 2. Formulation mathématique :

### 2.1 Description du problème :

La géométrie de base du problème actuel est représentée dans la fig. 1. Elle se compose d'un canal en forme de trapèze avec une hauteur (H) de 12.5 mm et la longueur du canal est de 95 mm. La largeur du canal est beaucoup plus grande que la hauteur du canal. Ainsi, la géométrie est supposée être à deux dimensions. Avec La Hauteur de la paroi du canal ondulée trapézoïdale (e) est de 5 mm et un pas trapézoïdale (Pe) est de 12 mm et une largeur du canal supérieur trapézoïdal (w = Pe / 4).

Le nanofluides comprend de l'eau avec de nanoparticule d' $Al_2O_3$  qui entre avec un profil de température et de vitesse axiale uniforme au niveau de la section d'entrée. Et une température constante appliquer à la paroi du canal trapézoïdale supérieur et inférieur.

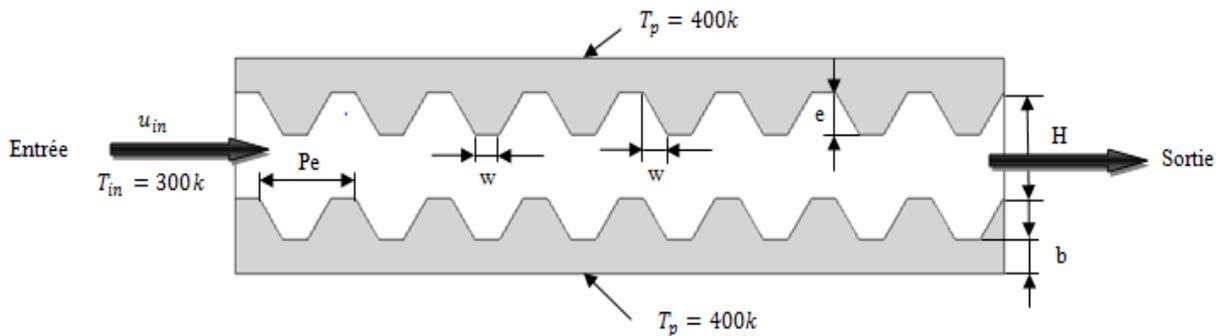


Figure. 1. Diagramme schématique d'un canal trapézoïdal ondulé étudié.

### 2.2. Equations gouvernantes et conditions aux limites :

#### 2.2.1 Equations gouvernantes :

En considérant la géométrie et le problème physique représentés sur la figure 1, le modèle de turbulence standard  $k - \epsilon$  [10] est utilisé pour simuler les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement turbulent. Les principales équations gouvernantes [11] peuvent s'écrire sous la forme suivante:

Equation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \dots \dots \dots (1)$$

Avec  $\rho$  est la densité de fluide et  $u_i$  est la vitesse axiale.

Equation de quantité de mouvement est :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u'_i u'_j}) \dots \dots \dots (2)$$

Equation d'énergie:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( k + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] \dots \dots \dots (3)$$

Les symboles  $\mu$ ,  $u'$  et  $u_j$  sont la viscosité du fluide, fluctuation de vitesse et la vitesse suivant la direction y. Et le terme  $\overline{\rho u'_i u'_j}$  est la contrainte de cisaillement turbulent.  $Pr_t$  est le nombre de Prandtl turbulent (0.85), et  $\tau_{ij}$  est le tenseur de contrainte déviateur.

2.2.2 Modèle de turbulence  $k - \varepsilon$

Énergie cinétique turbulente  $k_t$  :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k_t u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \right] + u_i \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \rho \varepsilon \dots \dots \dots (4)$$

Taux de dissipation d'énergie cinétique turbulente  $\varepsilon$  :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k_t + \sqrt{\nu \varepsilon}} \dots \dots \dots (5)$$

Les constantes empiriques pour le modèle de turbulence. Les constantes empiriques pour le modèle de turbulence sont obtenues par des données complètes adaptées à une large gamme d'un écoulement turbulent [12]:

$$C_\mu = 0.09, C_{\varepsilon 1} = 1.47, C_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3 \dots \dots \dots (6)$$

2.2.3 Conditions aux limites :

Le calcul numérique est effectué en résolvant les équations gouvernantes avec les conditions aux limites correspondantes dans le logiciel FLUENT. La vitesse d'entrée est en fonction du nombre de Reynolds variant de 7000 à 21000, tandis que la température d'entrée du fluide est fixée à 300K. La pression de sortie est supposée égale la pression atmosphérique ( $P_{atm}$ ).

L'énergie cinétique turbulente  $k_{in}$ , et la dissipation turbulente  $\varepsilon_{in}$ , à la section d'entrée sont approchées de l'intensité turbulente,  $I$  [10,12]. La longueur caractéristique turbulente,  $L_t$ , est :

$$k_{in} = \frac{3}{2} (u_{in} I)^2, \varepsilon_{in} = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L_t} \dots \dots \dots (7)$$

La longueur caractéristique turbulente,  $L_t$  est fixé à  $0.07(Dh/2)$ . le facteur de 0.07 est basé sur la valeur maximale de la longueur de mélange dans l'écoulement turbulent totalement développé [10,12]. L'intensité turbulente  $I$  est définie comme le rapport entre la fluctuation de vitesse  $u'$ , et la vitesse moyenne de l'écoulement  $u$  :

$$I = \frac{u'}{u} \times 100\% \dots \dots \dots (8)$$

Le coefficient moyen de transfert de chaleur est présenté en termes du nombre de Nusselt moyen [10,13] par :

$$Nu_{,ave} = \frac{h_c H \bar{X}}{\lambda L_{corr}} \dots \dots \dots (9)$$

Avec  $H$  est la hauteur du canal,  $\lambda$  est la conductivité thermique de fluide,  $L_{corr} = (L_e - L_s)$  est la distance du bord d'attaque du canal trapézoïdal ondulé à la fin du domaine, et  $\bar{X}$  est la distance au bord d'attaque du canal trapézoïdale ondulé le long de la surface ondulée.

Le transfert thermique local  $h(x)$  est défini comme [14]:

$$h(x) = \frac{q}{T_s(x) - T_b(x)} \dots \dots \dots (10)$$

$q$  représente le flux de chaleur,  $T_s(x)$  et  $T_b(x)$  sont les températures de la paroi de surface et de masse locale, respectivement.

Au niveau de la section de canal ondulé, la température d'entrée a été prise à 300 K et la vitesse d'entrée a été calculée en utilisant:

$$u_{in} = \frac{Re \mu}{\rho D_h} \dots \dots \dots (11)$$

Le diamètre hydraulique est calculé comme [14,15]:

$$D_h = \frac{4A}{P} \dots \dots \dots (12)$$

Où  $A$  est la section transversale du canal et  $P$  est le périmètre mouillé du canal trapézoïdal ondulé.

### 2.3 Les propriétés thermo physique de nano fluide :

La densité effective et la capacité calorifique du nanofluide à la température de référence ( $T_0$ ) sont déterminées à partir des équations suivantes:

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_p \dots \dots \dots (13)$$

Avec  $\rho_f$  et  $\rho_{nf}$  sont les densités de fluide de base et de nanoparticule solide.

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \phi)(\rho C_p)_f + \phi(\rho C_p)_p \dots \dots \dots (14)$$

Avec  $(\rho C_p)_f$  et  $(\rho C_p)_p$  sont les capacités thermiques du fluide de base et des nanoparticules solides.

En utilisant le mouvement brownien des nanoparticules dans le canal ondulé, la conductivité thermique efficace peut être obtenue en utilisant la corrélation empirique moyenne suivante [16,17]:

$$\lambda_{eff} = \lambda_{static} + \lambda_{Brownian} \dots \dots \dots (15)$$

$$\lambda_{static} = \lambda_f \left[ \frac{(\lambda_p + 2\lambda_f) - 2\phi(\lambda_f - \lambda_p)}{(\lambda_p + 2\lambda_f) + \phi(\lambda_f - \lambda_p)} \right] \dots \dots \dots (15.1)$$

$$\lambda_{Brownian} = 5 * 10^4 \beta \phi \rho_f C_{p,f} \sqrt{\frac{\kappa T}{2\rho_p d_p}} f(T, \phi) \dots \dots \dots (15.2)$$

Avec constante de Boltzmann

$$\kappa = 1.3807 \times 10^{-23} \text{ J/k}$$

$\beta$  c'est une relation proposée par Vajjha et Das [14,15].

$$8.4407 (100\phi)^{-1.07304} \dots \dots \dots (15.3)$$

Pour

$$1\% \leq \phi \leq 4\%$$

$$300K \leq T \leq 325K$$

Modélisation,  $f(T, \phi)$

$$f(T, \phi) = \left(2.8217 \times 10^{-2} \phi - 3.917 \times 10^{-3}\right) \frac{T}{T_0} + \left(-3.0669 \times 10^{-2} \phi - 3.391123 \times 10^{-3}\right) \dots \dots \dots (16)$$

Pour

$$300K \leq T \leq 325K \qquad 1\% \leq \phi \leq 4\%$$

La viscosité effective [18]

$$\mu_{eff} = \mu_f \left( \frac{1}{1 - 34.87(d_p/d_f)^{0.3} \times \phi^{1.03}} \right) \dots \dots \dots (17)$$

$$d_f = \left[ \frac{6M}{N\pi\rho_f} \right]^{1/3}$$

Où  $M$  est le poids moléculaire du fluide de base,  $N$  est le nombre d'Avogadro =  $6.022 \times 10^{23} mol^{-1}$ .

Ces formules ont été incorporées dans les sous-programmes UDF (User Defined Function).

Les propriétés thermo physiques du fluide de base (eau) et de nanoparticule solide  $Al_2O_3$  utilisées dans la présente étude sont spécifiées dans le Tableau 1.

Tableau. 1. Propriétés thermo-physiques de l'eau et de nanoparticule.

Propriétés thermo-physiques	$\rho$ ( $kg/m^3$ )	$C_p$ ( $J/kgK$ )	$\lambda$ ( $w/mK$ )	$\mu$ ( $kg/ms$ )
eau	996.5	4181	0.6103	0.001003
$Al_2O_3$ [17]	3600	765	36	-

Indice de performance thermo-hydraulique :

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \dots \dots \dots (18)$$

### 3. Méthode numérique

Pour étudier les caractéristiques d'un écoulement de fluide et de transfert de chaleur, une simulation numérique d'un écoulement de nanofluide à travers un canal trapézoïdal ondulé a été envisagée. Le code CFD, FLUENT 14.5 a été utilisé pour résoudre les équations gouvernantes de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. La méthode du volume fini a été utilisée pour discrétiser les équations gouvernantes de l'écoulement.

Pour vérifier l'indépendance des résultats à partir du nombre de points de grille utilisés, un maillage triangulaire uniforme est utilisé pour résoudre le problème actuel, Quatre mailles différentes ont été choisies pour obtenir une solution de grille indépendante, 51132, 92474, 106512, 187106. Le test de grille indépendante est présenter dans la figure.2 a montré que le système de grille de 106 512 garantit une solution satisfaisante.

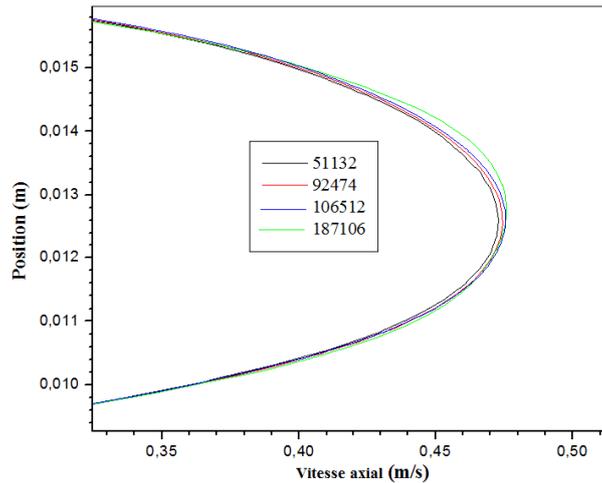


Figure.2. Influence du maillage sur la vitesse axiale

## 4. Validation

Pour valider nos résultats numériques, on a comparé le nombre de Nusselt moyen pour l'écoulement d'eau pure à travers deux plaques ondulées opposées, avec les résultats de l'étude numérique réalisée par d'Azher M. Abed et al [09] pour différents nombres de Reynolds (figure 3), les résultats actuels sont en bon accord.

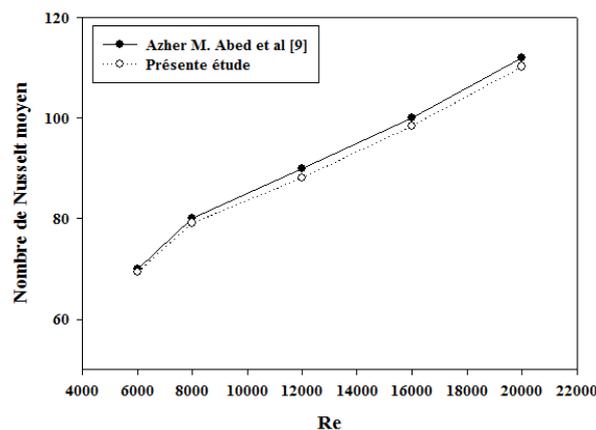


Figure.3. Comparaison du nombre de Nusselt moyen de la présente étude avec celle d'Azher M. Abed et al [09] pour différents nombres de Reynolds.

## 5. Résultats et discussions

### 5.1 L'effet du type de fluide

Dans cette étude, deux types différents ont été étudiés : l'eau pure et le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -eau avec une concentration de nanoparticule de 3% et un diamètre de nanoparticule de 30 nm. La variation du nombre de Nusselt avec différents nombres de Reynolds est montrée dans la figure. 4a. Le nombre de Nusselt augmente avec une augmentation du nombre de Reynolds pour les deux types, mais le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -eau a le taux de transfert de chaleur le plus élevé comparé à l'eau pure car le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -eau a une vitesse de transfert de chaleur plus élevée, et la variation de la chute de pression est représentée dans la figure. 4b. Le nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -eau a la plus forte valeur de chute de pression suivi par l'eau pure. Il est courant que les techniques d'amélioration du transfert de chaleur soient accompagnées d'une pénalité de chute de pression.

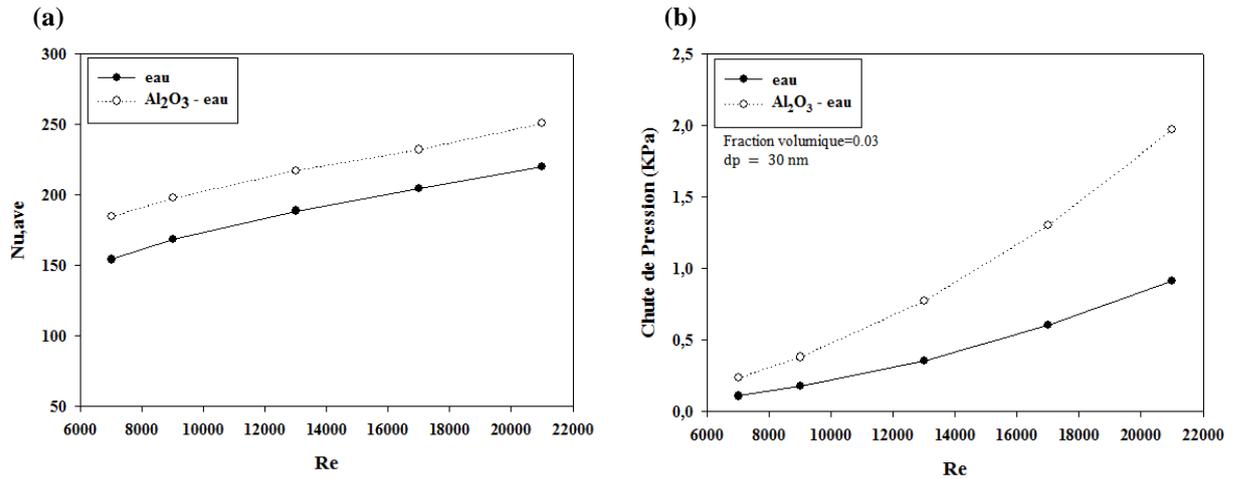


Figure.4. Effet du différent fluide d'écoulement l'eau pure et nano fluide en fonction du nombre de Reynolds sur : (a) Le nombre de Nusselt moyen, (b) Chute de pression pour  $dp = 30 \text{ nm}$ ,  $\phi = 0.04$ .

La figure.5 présente la distribution de vitesse (a) et de température (b), pour l'eau pure et pour nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-eau a un diamètre de nanoparticule de 30 nm et un nombre de Reynolds de 7000. On constate que les deux fluides favorisent le mélange du fluide froid à partir du noyau avec le fluide chaud près de la couche limite donc en voie que le gradient de température près de la paroi ondulée pour l'écoulement de nanofluide est plus élevé. La distribution de vitesse indique que le type de fluide écoulement à un effet clair sur le champ d'écoulement, quand la vitesse augmente les régions de recyclage commencent à s'élever latéralement le long des cavités du canal ondulé.

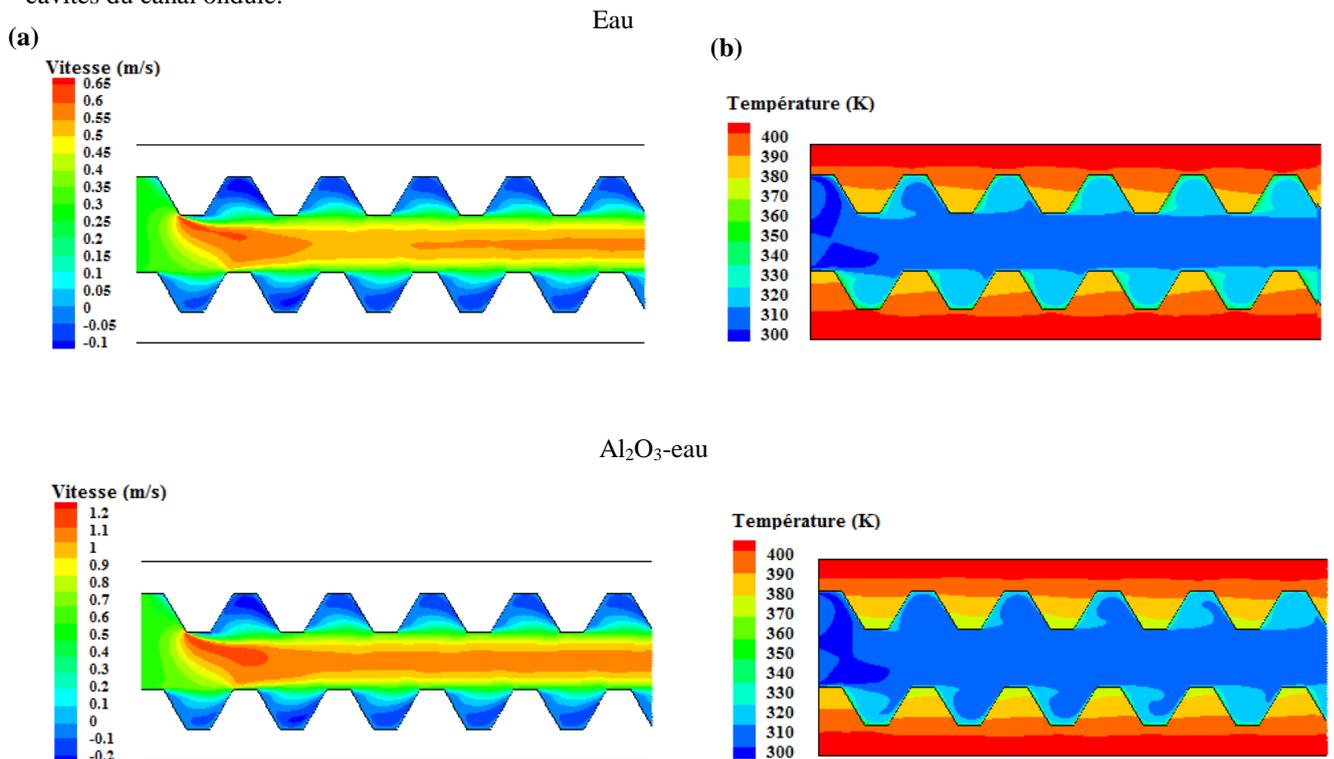


Figure.5. (a) Distribution de vitesse, (b) de température pour l'eau pure et nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-eau pour  $dp = 30 \text{ nm}$ , et  $Re = 7000$ .

## 5.2 Effet de la concentration volumique de nanoparticule $Al_2O_3$ sur la géométrie du canal

L'effet de la concentration volumique de nanoparticule sur le nombre de Nusselt pour un canal trapézoïdal et un canal lisse est illustré dans la figure. 6(a). Les résultats indiquent que l'augmentation de la concentration volumique de nanoparticule  $Al_2O_3$  (0-4%) avec un diamètre de particules de 20nm permet d'augmenter le nombre de Nusselt moyen. L'utilisation des nanoparticules avec une concentration volumique plus élevée permet d'améliorer la conductivité thermique ainsi que le mouvement brownien des nanoparticules. Suivant les indications de la figure. 6(b), la chute de pression pour le nanofluide  $Al_2O_3$ -eau pour les deux canaux augmente avec l'augmentation de la concentration volumique de nanoparticule et du nombre de Reynolds. La chute de pression dépend de la densité et de la viscosité de fluide. L'augmentation de la densité et de la viscosité avec l'augmentation de la concentration volumique de nanoparticule permet d'augmenter la chute de pression [15]. La figure 6(c) présente la variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour différentes fractions volumiques. On constate que ce coefficient augmente par l'augmentation de la fraction volumique de nanoparticule. L'indice de performance donné dans l'équation (16), est utilisé pour analyser la performance thermo-hydrodynamique des méthodes d'amélioration du transfert de chaleur. La figure 6(d) montre la performance thermo-hydraulique à différentes fractions volumiques en fonction du nombre de Reynolds. On constate que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules permet d'améliorer le taux de performance thermo-hydraulique du transfert de chaleur.

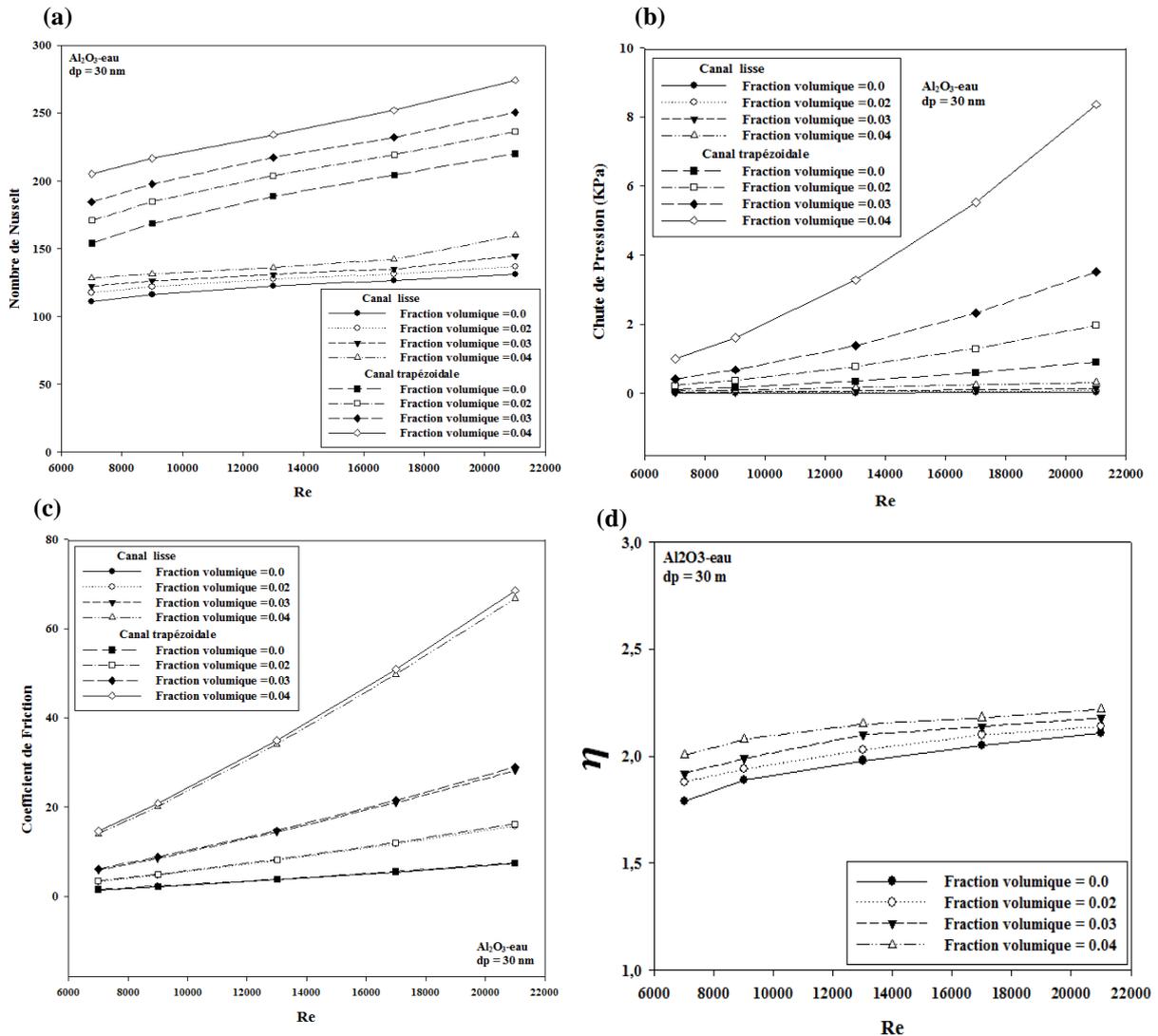


Figure.6. Effet de la concentration volumique de nanoparticule en fonction du nombre Re sur : (a) Nombre de Nusselt moyen à  $dp = 30$  nm, (b) Chute de pression, (c) coefficient de friction, (d) la performance hydrodynamique du transfert de chaleur pour nanofluide  $Al_2O_3$ -eau.

### 5.3 Effet de différent diamètre de nanoparticule Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>

Le nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-eau a été employé pour étudier l'effet du diamètre de nanoparticule, 30nm, 40nm, 60nm sur le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds avec une concentration volumique de 4% pour deux géométries différentes. Comme illustré dans la figure. 7(a). La diminution de diamètre de nanoparticule Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> conduit à une augmentation du nombre de Nusselt cette constatations est due aux effets du mouvement brownien donc une conductivité thermique plus élevé [12]. Suivant les indications de la figure. 7(b), la chute de pression pour le nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-eau augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et avec la diminution du diamètre de nanoparticule cette constatations est due à l'augmentation de la viscosité de nanofluide. La figure 7(c) présente la variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour différent diamètre de nanoparticule. On constate que ce coefficient augmente par la diminution du diamètre de nanoparticule. L'indice de performance donné dans l'équation (16), est utilisé pour analyser la performance thermo-hydraulique des méthodes d'amélioration du transfert de chaleur. La figure 7(d) montre la performance thermo-hydraulique à différentes diamètre de nanoparticule en fonction du nombre de Reynolds. On constate que la diminution du diamètre de nanoparticule permet d'améliorer Le taux de performance thermo-hydraulique du transfert de chaleur.

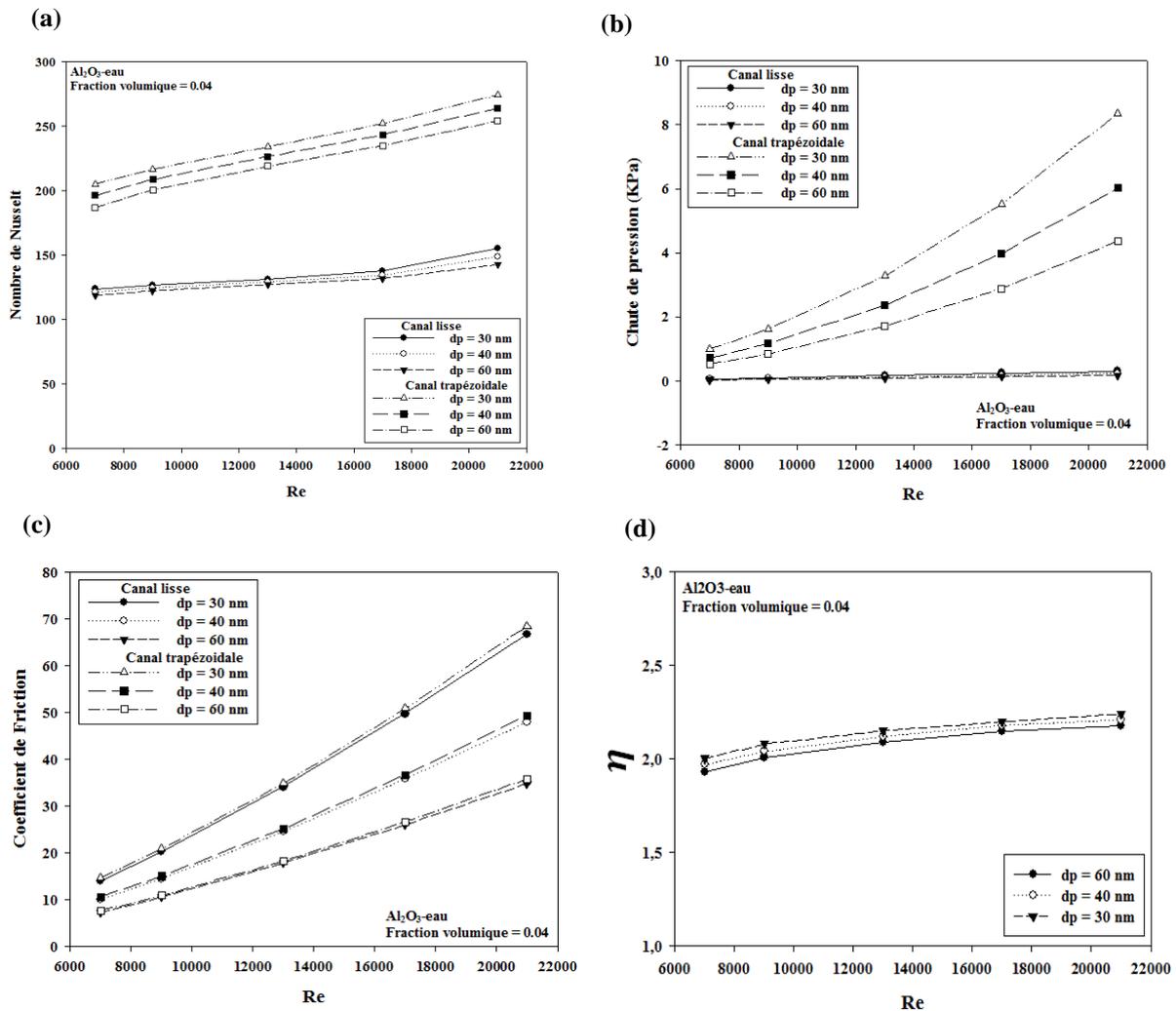


Figure.7. Effet du diamètre de nanoparticule en fonction du nombre Re sur : (a) Nombre de Nusselt moyen à  $\phi = 0.04$ , (b) Chute de pression, (c) coefficient de friction, (d) la performance hydro dynamique du transfert de chaleur pour nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-eau.

## 6. Conclusion

Des études numériques ont été menées pour étudier l'écoulement turbulent par convection forcée de fluide et le transfert de chaleur dans un canal trapézoïdal ondulé à 2D. Le fluide coule dans le canal trapézoïdal ondulé par une condition de température constante appliquée aux deux parois du canal. Les effets du type, de la concentration et du diamètre de nanoparticule et aussi le nombre de Reynolds, sur le comportement thermique et hydraulique d'un canal trapézoïde. Les résultats suivants peuvent être tirés:

- Le nano fluide  $Al_2O_3$ -eau a le plus grand nombre de Nusselt et chute de pression suivie par l'eau pure.
- Le nombre de Nusselt et la chute de pression et le coefficient de friction augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Reynolds et avec la diminution du diamètre des nanoparticules cela va augmenter la conductivité thermique, et par conséquent l'amélioration du coefficient de transfert thermique.
- Le facteur de performance thermo hydraulique augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et avec la diminution du diamètre des nanoparticules.
- L'étude conclut que L'utilisation de nano fluide  $Al_2O_3$ -eau avec un diamètre de nanoparticule de 30 nm et de fraction volumique de 4% peut être réalisée la meilleure performance thermo hydraulique sur toute la gamme de Reynolds.

## 7. Nomenclature

### Symboles

$Al_2O_3$	Oxyde d'aluminium
A	Surface, $mm^2$
b	Hauteur de la base, $b = 4mm^2$
$C_\mu$	Constante de modèle de turbulence
$C_\varepsilon$	Constante de modèle de turbulence
$C_p$	Chaleur spécifique $kJ/Kg.k$
CFD	Dynamique des fluides computationnels
$D_h$	Diamètre hydraulique, $mm$
$d_p$	Diamètre de nanoparticule, $nm$
$d_f$	Diamètre équivalent pour le fluide de base, $\mu m$
E	Energie totale $E = C_p T - p \rho + u^2 2, J, cal, But$
e	Hauteur trapézoïdale, $mm$
H	Hauteur du canal, $mm$
$H_2O$	Eau
I	Intensité turbulent.
$\lambda$	Conductivité thermique de fluide, $W/mk$
L	Langueur du domaine, $mm$
N	Nombre d'Avogadro = $6.022 \times 10^{+23} mol^{-1}$
Nu	Nombre de Nusselt
f	Factor de frottement
$\Delta p$	La chute de pression, $KPa$
P	Périmètre mouillé, $mm$
Pe	Lancement du trapèze, $mm$
Pr	Nombre de Prandtl, $Pr = \frac{c_p \mu}{k}$
q	Flux de chaleur, $W/m^2$
Re	Nombre de Reynolds, $Re = \frac{\rho u_i D_h}{\mu}$
SKE	Modèle standard $K - \varepsilon$
T	Température, $K$
$T_0$	Température de référence, $K$
$u'$	Fluctuation de vitesse
u, v	Composantes de vitesse, (m/s)
w	Largeur du canal trapézoïdale supérieur $w = Pe/4 mm$
X	Distance le long de la coordonnée X.
$\nu$	Viscosité cinématique, ( $m^2/s$ )

### Indices

corr	Canal ondulé
s	Surface locale
in	Entrer
ave	Moyenne
out	Sortie
e	Point d'extrémité du canal trapézoïdale ondulée.
eff	Efficace.
f	Fluide
nf	Nano fluide
p	Particule
w	Paroi
$i, j, k$	Indices spatiaux généraux

### Symboles grecs

$\beta$	Fraction volumique de nanoparticule
$\mu$	Viscosité dynamique de fluide, $Kg/ms$
$\rho$	La densité, $Kg/m^3$
$\bar{X}$	Langueur du canal trapézoïdal, $mm$
$\phi$	Fraction volumique, (%)
$\varepsilon$	Dissipation d'énergie cinétique, $m^2/s^3$
$\sigma_k$	Diffusion du nombre de Prandtl pour $k$
$\tau_s$	Contrainte de cisaillement
$\mathcal{K}$	constante de Boltzmann, $1.3807 \times 10^{-23} J/K$

## 8. Références

- [1] S. Choi, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, ASME-Publications- Fed 231 page 99–106, (1995).
- [2] S. Lee, S.-S. Choi, S. Li, J. Eastman, Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles, *J. Heat Transfer* 121, page 280–289, (1999).
- [3] J.A. Eastman, S.U.S. Choi, S. Li, W. Yu, L.J. Thompson, Anomalous increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles, *Appl. Phys. Lett.* 78, page 718–720, (2001).
- [4] Y. Xuan, Q. Li, Heat transfer enhancement of nanofluids, *Int. J. Heat Fluid Flow* 21, page 58–64, (2000).
- [5] S.P. Jang, S.U. Choi, Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids, *Appl. Phys. Lett.* 84, page 4316–4318, (2004).
- [6] S.D. Pandey, V. Nema, Experimental analysis of heat transfer and friction factor of nanofluid as a coolant in a corrugated plate heat exchanger, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 38, page 248–256, (2012).
- [7] F. Javadi, S. Sadeghipour, R. Saidur, G. BoroumandJazi, B. Rahmati, M. Elias, M. Sohel, The effects of nanofluid on thermophysical properties and heat transfer characteristics of a plate heat exchanger, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 44, page 58–63, (2013).
- [8] A.K. Tiwari, P. Ghosh, J. Sarkar, H. Dahiya, J. Parekh, Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in plate heat exchanger using nanofluids, *Int. J. Therm. Sci.* 85, page 93–103, (2014).
- [9] M. Azher. M.A, Abed. K, Alghoul. H.A, Sopian. Mohammed, Hasan sh. Majdi, Ali Najah Al-Shamani, Design characteristics of corrugated trapezoidal plate heat exchangers using nanofluids, *Chemical Engineering and Processing* 87, page 88–103, (2015).
- [10] P. Naphon, Effect of corrugated plates in an in-phase arrangement on the heat transfer and flow developments, *Int. J. Heat Mass Transfer* 51, page 3963–3971, (2008).
- [11] H.K. Versteeg, W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics the Finite Volume Method*, 1st edn, Longman, Essex, UK, (1995).
- [12] *Fluent 6 user's Guide*, Lebanon, NH, Fluent Inc., (2000).
- [13] P. Naphon, Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugated upper and lower plates, *Energy Convers. Manage.* 48, page 1516–1524, (2007).
- [14] M. Ahmed, N. Shuaib, M. Yusoff, A. Al-Falahi, Numerical investigations of flow and heat transfer enhancement in a corrugated channel using nanofluid, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 38, page 1368–1375, (2011).
- [15] H. Mohammed, A.M. Abed, M. Wahid, The effects of geometrical parameters of a corrugated channel with in out-of-phase arrangement, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 40, page 47–57, (2013).
- [16] J. Koo, C. Kleinstreuer, A new thermal conductivity model for nanofluids, *J. Nanopart. Res.* 6, page 577–588, (2004).
- [17] R.S. Vajjha, D.K. Das, D.P. Kulkarni, Development of new correlations for convective heat transfer and friction factor in turbulent regime for nanofluids, *Int. J. Heat Mass Transfer* 53, page 4607–4618, (2010).
- [18] M. Corcione, Heat transfer features of buoyancy-driven nanofluids inside rectangular enclosures differentially heated at the sidewalls, *Int. J. Therm. Sci.* 49, page 1536–1546, (2010).