

ETUDE NUMERIQUE DE LA CONVECTION MIXTE DANS UN CANAL VERTICAL REMPLI D'UN NANOFLUIDE

E. BELAHMADI*, R. BESSAIH

Laboaratoire LEAP, Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences de la Technologie,
Université des Frères Mentouri-Constantine, Route de Ain El. Bey, 25000 Constantine, Algérie

*(auteur correspondant : belahmadi.esma@gmail.com)

RESUME

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique bidimensionnelle de la convection mixte laminaire dans un canal vertical rempli du nanofluide Cu-eau. Les parois du canal sont maintenues à une température uniforme et relativement élevée, T_w . Un courant ascendant de nanofluide Cu-eau pénètre dans le canal à une température constante relativement faible, T_0 , et une vitesse uniforme, V_0 . Le logiciel Ansys-Fluent 14.5 a été utilisé pour résoudre le modèle mathématique : l'équation de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. Les résultats obtenus sont validés avec des données trouvées dans la littérature. Les résultats sont présentés sous forme de lignes de courant, des isothermes, du nombre de Nusselt local et moyen pour différentes valeurs des nombres du Reynolds, Re et du Grashof, Gr , et de la fraction volumique solide des nanoparticules ϕ .

Les résultats montrent que les paramètres précédents ont des effets considérables sur les champs d'écoulement et thermiques. Il a été constaté que l'augmentation de Re , Gr et ϕ améliore le transfert de chaleur.

Mots clés : *Convection Mixte, Nanofluide, Canal Vertical, Numérique.*

NOMENCLATURE

A	rapport d'aspect du canal (L/D)	μ	viscosité dynamique, $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
D	largeur du canal, m	ν	viscosité cinématique du fluide, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
C_p	chaleur spécifique, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	ρ	densité, kg m^{-3}
g	accélération gravitationnelle, m s^{-2}	ψ	fonction de courant
Gr	nombre de Grashof, $g \beta f D^3 (T_w - T_0) / \nu f^2$	Indices	
k	conductivité thermique, $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	f	fluide pur
L	hauteur du canal, m	nf	nanofluide
Nu	nombre de Nusselt local	snanoparticule	
Num	nombre de Nusselt moyen		
p	pression du fluide, Pa		
Pr	nombre de Prandtl, $\nu f / \alpha f$		
Re	nombre de Reynolds, $(2D u_0 / \nu f)$		
T	température dimensionnelle, K		
T_0	température d'entrée, K		
T_w	température de la paroi dimensionnelle, K		
V_0	vitesse moyenne dimensionnelle, m s^{-1}		
u, v	composantes de la vitesse en x, y directions, ms^{-1}		
x, y	Coordonnées cartésiennes, m		
Symboles grecs			
α	Diffusivité thermique du fluide, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$		
β	coefficient de dilatation thermique du fluide, K^{-1}		
ϕ	fraction volumique solide		

1. INTRODUCTION

Le développement considérable récent des recherches traitant des nanofluides est dû au fait qu'il est possible, pour certaines applications, d'accroître de façon appréciable les transferts de chaleur en introduisant dans un fluide pur une faible concentration de nanoparticules. Rappelons que les nanofluides sont des solutions colloïdales obtenues en dispersant dans un fluide de base des particules solides de taille nanométrique (10-9 m). A très faible concentration, certaines de ces solutions se sont révélées très efficaces pour améliorer, sous certaines conditions les transferts de chaleur.

Choi [1] a introduit le terme nanofluide en 1985. En raison de leur excellente performance thermique, les exemples se rapportent à des échangeurs de chaleur, des microcanaux, le refroidissement de systèmes électroniques, de refroidissement du véhicule, les réacteurs nucléaires, les bâtiments, le stockage des céréales, etc. Un grand nombre d'études sur la convection mixte avec nanofluides ont été réalisées au cours des dernières années. Raisi et al. [2] ont étudié le transfert de chaleur par convection mixte d'un nanofluide Cu-eau dans un canal vertical à plaques parallèles. Ils ont constaté que l'augmentation de la fraction volumique du solide résulte une augmentation du taux de transfert de chaleur en particulier à faibles nombres de Richardson. HemmatEsfe et al. [3] ont observé que le nombre de Nusselt moyen pour toutes les gammes de la fraction volumique du solide augmente avec une diminution du nombre de Richardson. Une simulation numérique de la convection mixte dans des tubes horizontaux inclinés avec un flux de chaleur uniforme en utilisant un nanofluide a été faite par Akbari et al. [4]. Les résultats montrent que la concentration en Al₂O₃ n'a pas des effets significatifs sur les paramètres hydrodynamiques, et que le coefficient de transfert de chaleur est maximal lorsque l'angle d'inclinaison est égal à 45 °. Abu-Nada et al. [5] ont étudié numériquement un flux laminaire de la convection mixte dans une enceinte carrée inclinée remplie de nanofluide. Ils ont trouvé que l'amélioration significative de transfert de chaleur peut être obtenue en raison de la présence des nanoparticules et de l'inclinaison de l'enceinte.

L'objectif de la présente étude est de simuler numériquement les propriétés de transfert de chaleur par convection mixte d'un nanofluide Cu-eau dans un canal vertical à plaques parallèles. Les effets de la fraction volumique du solide, du nombre de Reynolds et du nombre de Grashof ont été étudiés à fin d'améliorer le transfert thermique.

2. FORMULATION MATHÉMATIQUE

2.1 DESCRIPTION DU PROBLÈME

Le modèle physique est un canal vertical à plaques parallèles ayant un rapport de longueur sur largeur de $A = L/D = 40$ (Fig. 1). Les parois du canal sont maintenues à une température uniforme et relativement élevée, T_w . Un courant ascendant de nanofluide Cu-eau pénètre dans le canal à une température constante relativement faible, T_0 , et une vitesse uniforme, V_0 . Les conditions d'état sont considérées stables et le flux du nanofluide est supposé être laminaire et incompressible. Il est également supposé que l'eau et les nanoparticules de Cu sont en équilibre thermique et voyagent à travers le canal avec la même vitesse, et que les nanoparticules de Cu ont une forme et une taille uniformes. Les propriétés thermo-physiques de l'eau pure (le fluide de base) et les nanoparticules sont supposées constantes et elles sont présentées dans le Tableau 1[2].

2.2 EQUATIONS GOUVERNANTES

Selon les hypothèses mentionnées ci-dessus, les équations gouvernantes du problème peuvent être écrites sous la forme dimensionnelle suivante :

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

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right] \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \right] + (\rho\beta)_{nf} g (T - T_0) \quad (3)$$

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

Où les propriétés du nanofluide peuvent être définies en fonction des propriétés de l'eau et des nanoparticules de Cu comme suit :

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_s \quad (5)$$

$$(\rho c_p)_{nf} = (1 - \phi)(\rho c_p)_f + \phi(\rho c_p)_s \quad (6)$$

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \phi)(\rho\beta)_f + \phi(\rho\beta)_s \quad (7)$$

$$\alpha_{nf} = k_{nf}/(\rho c_p)_{nf} \quad (8)$$

La viscosité dynamique effective et la conductivité thermique du nanofluide peuvent être modélisées par [6, 7]

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 - \phi)^{-2.5} \quad (9)$$

$$k_{nf} = k_f \left[\frac{(k_s + 2k_f) - 2\phi(k_f - k_s)}{(k_s + 2k_f) + \phi(k_f - k_s)} \right] \quad (10)$$

2.3 CONDITIONS AUX LIMITES

Les conditions aux limites dimensionnelles qui permettent de résoudre les équations (1) à (4) sont les suivantes:

$$u = 0, v = 0 \text{ et } T = 60 \text{ (}^\circ\text{C)} \text{ pour } x = 0 \text{ et } 0 \leq y \leq L$$

$$u = 0, v = 0 \text{ et } T = 60 \text{ (}^\circ\text{C)} \text{ pour } x = D \text{ et } 0 \leq y \leq L$$

$$u = 0, v = V_0 \text{ et } T = 25 \text{ (}^\circ\text{C)} \text{ pour } y = 0 \text{ et } 0 \leq x \leq D$$

$$u = 0, \partial v / \partial y = 0 \text{ et } \partial T / \partial y = 0 \text{ pour } y = L \text{ et } 0 \leq x \leq D$$

2.4 NOMBRE DE NUSSELT

Le nombre de Nusselt local (Nu) le long des parois verticales peut être exprimé par:

$$Nu(y) = - \frac{k_{nf}}{k_f} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0 \text{ or } 1} \quad (11)$$

Le nombre de Nusselt moyen (Num) est déterminé en intégrant le nombre de Nusselt le long des deux parois verticales:

$$Nu_m = \frac{2}{L} \int_0^L Nu(y) dy \quad (12)$$

3. Méthode numérique et validation du code

Dans cette étude, le logiciel Ansys-Fluent 14.5 est utilisé pour créer la géométrie et le maillage du canal vertical. Les faces mappées est le maillage qui a été utilisé avec un nombre de nœuds de 2236. Le modèle de l'écoulement est laminaire dont, l'entrée a été définie par la vitesse, la sortie par la pression et les deux parois par une température constante. Le schéma associé avec second ordre Upwind est utilisé pour traiter le problème de couplage pression-vitesse et pour résoudre les équations régissant. Les facteurs de relaxation ont été mis aux valeurs par défaut. Les valeurs résiduelles normalisées sont mises à 10^{-5} pour l'ensemble des variables pour faire converger la solution.

3.1 L'effet du maillage sur la solution numérique

Pour examiner et évaluer l'indépendance du maillage sur la solution numérique, cinq maillages uniformes sont employés dans ce travail : 15×55 , 20×70 , 82×82 , 25×85 , 30×100 et 35×115 nœuds, pour $Gr = 1.59 \times 10^5$, $Re = 800$ et $\phi = 0,03$. Les résultats de la variation du maillage sont présentés dans le tableau 2. On constate que la variation du nombre de Nusselt moyen reste presque constante à compter du maillage 25×85 nœuds. Dans notre étude, le maillage 25×85 nœuds est le maillage qui sera adopté pour tout le calcul.

3.2 Validation du code

Pour vérifier l'exactitude de l'étude actuelle, le calcul a été validé avec le travail de Desrayaud et Lauriat [8] pour les profils de température (Fig.2a) et les profils de vitesse (Fig. 2b) à $Re = 300$ et $Gr = 1.59 \times 10^5$.

4. RESULTATS ET DISCUSSION

Pour étudier le phénomène de la convection mixte dans un canal vertical à plaques parallèles avec un courant ascendant du nanofluide Cu-eau. Les résultats sont obtenus pour : la fraction volumique du solide ($0 \leq \phi \leq 0.1$), le nombre de Reynolds ($800 \leq Re \leq 1800$), et le nombre de Grashof qui est modifié en faisant varier la largeur du canal pour aller de $D = 0,009$ m à 0,02 m. Cela donne une gamme du nombre de Grashof de $9,20 \times 10^4$ à $1,27 \times 10^6$. La température de la paroi a été fixée à $T_w = 60$ (°C), tandis que la température du fluide d'entrée est $T_0 = 25$ (°C). Dans cette étude, il a été supposé que l'approximation de Boussinesq est valable malgré une différence de température de 35 (°C).

Comme l'objectif du présent travail est d'étudier les effets de la fraction volumique du solide, du nombre de Reynolds et du nombre de Grashof sur le transfert de chaleur.

4.1 EFFET DE LA FRACTION VOLUMIQUE DU SOLIDE

Les profils de température et de vitesse pour différentes valeurs de la fraction volumique du solide à un Re fixe = 1800 et Gr fixe = 1.59×10^5 sont illustrés sur la figure 3.

Ce résultat est prévu car le coefficient de dilatation thermique équivalent du nanofluide est inférieur à celui de l'eau pure. En conséquence, la poussée d'Archimède qui agit sur le nanofluide est également inférieure à celle qui agit sur l'eau pure, donc la vitesse est réduite.

Etant donné que la densité et la viscosité du nanofluide sont supérieures à celles de l'eau pure, en outre, le coefficient de conductivité thermique du nanofluide est supérieur à celui de l'eau pure, donc la température du nanofluide est supérieure à celle du fluide pure.

La figure 4 représente le profil du nombre de Nusselt local le long de la paroi pour différentes fractions du volume du nanofluide. Il est clair qu'avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, la conductivité thermique effective du nanofluide augmente qui se traduit par un meilleur transport thermique du fluide à l'intérieur du canal et une meilleure transmission de chaleur. Les mêmes résultats ont été obtenus par Selimefendigil et al. [9].

4.2 EFFET DU NOMBRE DE REYNOLDS

La figure 5 représente l'effet de la fraction volumique des nanoparticules, ϕ sur le nombre de Nusselt moyen, Num pour différents nombres de Reynolds, Re . On observe, tout d'abord, que le nombre de Nusselt moyen augmente en augmentant le nombre de Reynolds pour toutes les valeurs de ϕ , donc le transfert de chaleur est amélioré en augmentant les effets d'inertie. Il est à noter également que le nombre de Nusselt moyen augmente de façon linéaire avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds. Il existe deux facteurs qui influent sur le transfert de chaleur tout en augmentant la fraction volumique des nanoparticules: Le premier

facteur est l'augmentation de la viscosité du nanofluide qui ralentit son mouvement, ce qui réduit le taux de transfert de chaleur; et le second facteur est l'augmentation de la conductivité thermique du nanofluide qui améliore ainsi l'échange thermique. L'effet de la viscosité est inférieur à l'effet de la conductivité, et par conséquent le taux de transfert de chaleur augmente en augmentant la fraction volumique du solide.

4.3 EFFET DU NOMBRE DE GRASHOF

La figure 6 représente l'effet de la fraction volumique des nanoparticules, ϕ sur le nombre du Nusselt moyen, Num pour différents nombres de Grashof, Gr. On observe que, l'ajout des nanoparticules permet d'augmenter le nombre de Nusselt moyen et donc d'améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur du canal. Cela est dû à l'amélioration de la conductivité thermique effective du nanofluide avec l'augmentation du volume des nanoparticules. En outre, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Grashof. Ceci est justifié par les effets élevés des forces de flottabilité, et le transfert de chaleur à l'intérieur du canal est dominé par la convection. Par ailleurs, les valeurs les plus élevées pour le nombre de Nusselt moyen sont trouvés à $Gr = 1.27 \cdot 10^6$, où un champ d'écoulement dynamique fort apparaît dans le canal. Aminossadati et Ghasemi [10] ont étudié la convection naturelle dans une enceinte partiellement chauffée remplie par différents types de nanofluides. Les résultats montrent que, L'augmentation du nombre de Grashof et de la fraction volumique des nanoparticules améliore le transfert de chaleur.

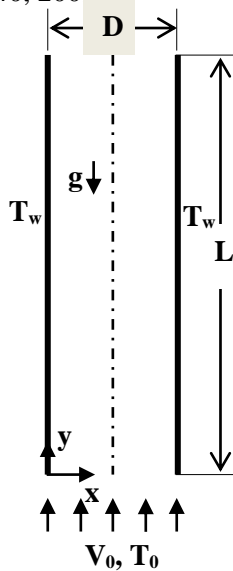
5. CONCLUSIONS

L'étude numérique de la convection mixte dans un canal vertical à plaques parallèles avec nanofluide, a été effectuée. Les effets du nombre de Reynolds, du nombre de Grashof et de la fraction volumique des nanoparticules sur le transfert thermique ont été considérés. Les résultats montrent que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules améliore le transfert de chaleur. Il est à noter qu'il n'y a qu'une légère différence dans les ordres de grandeur pour $Gr = 9.20 \times 10^4$ et 1.59×10^5 .

REFERENCES

- [1] S.U.S. Choi, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, ASME Fluids Eng. Division, 231, P. 99-105, 1995.
- [2] A. Raisi, S. M. Aminossadati and B. Ghasemi, Magnetohydrodynamic mixed convection of a cu-water nanofluid in a vertical channel, Journal of Heat Transfer, 135, 2013.
- [3] M. H. Esfe, M. Akbari, A. Karimipour, M. Afrand, O. Mahian and S. Wongwises, Mixed convection flow and heat transfer in an inclined cavity equipped to a hot obstacle using nanofluids considering temperature-dependent properties, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 85, P. 656-666, 2015.
- [4] M. Akbari, A. Behzadmehr and F. Shahraki, Fully developed mixed convection in horizontal and inclined tubes with uniform heat flux using nanofluid, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 29, P. 545-556, 2008.
- [5] E. Abu-Nada and A.J. Chamkha, Mixed convection flow in a lid-driven inclined square enclosure filled with a nanofluid, European Journal of Mechanics B/Fluids, Vol. 29, P. 472-482, 2010.
- [6] H. C. Brinkman, The viscosity of concentrated suspensions and solution, J. Chem. Phys., 1952, Vol. 20, P. 571-581.
- [7] J. C. Maxwell, A treatise on electricity and magnetism, Vol. II, Oxford University, Cambridge, UK, 54, 1873.

- [8] G. Desrayaud and G. Lauriat, Flow reversal of laminar mixed convection in the entry region of symmetrically heated vertical plate channels, *Int. J. Thermal Sci.*, 2009, Vol. 48, P. 2036-2045.
- [9] F. Selimefendigil and H. F. Öztop, Influence of inclination angle of magnetic field on mixed convection of nanofluid flow over a backward facing step and entropy generation, *Advanced Powder Technology*, Vol. 26, P. 1663-1675, 2015.
- [10] S.M. Aminossadati and B. Ghasemi, Natural convection cooling of a localised heat source at the bottom of a nanofluid-filled enclosure, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, Vol. 28, P. 630-640, 2009



	Pr	$\rho(\text{Kg/m}^3)$	$C_p(\text{J/kgK})$	$K(\text{W/mK})$	$B \times 10^5 (1/\text{K})$
Eau pure	6.2	997.1	4179	0.613	21
Cuivre (Cu)		8933	385	401	1.67

TABLEAU 1. Propriétés thermophysiques de l'eau et du cuivre [2].

Maillage	15×55	20×70	25×85	30×100	35×115
Num	14.4405	14.4387	14.4375	14.4363	14.4354

FIGURE 1. Le schéma du modèle physique et les conditions aux limites.

TABLEAU 2. Résultats de l'effet du maillage (Cu-eau, $\phi = 0.03$, $Gr = 1.59 \times 10^5$ et $Re = 800$).

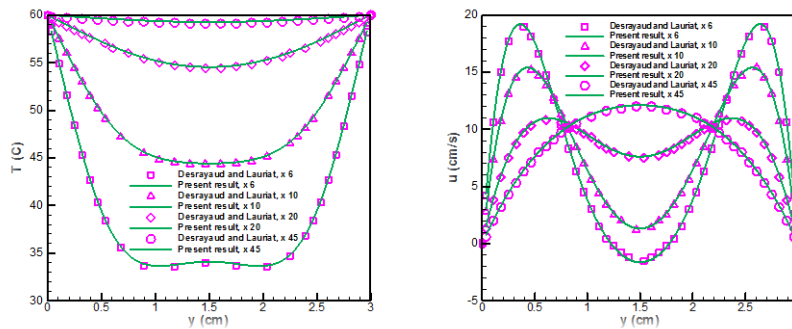


FIGURE 2. Validation de l'étude actuelle avec les résultats des Desrayaud et Lauriat [8] pour $Re = 300$ et $Gr = 1.59 \times 10^5$.

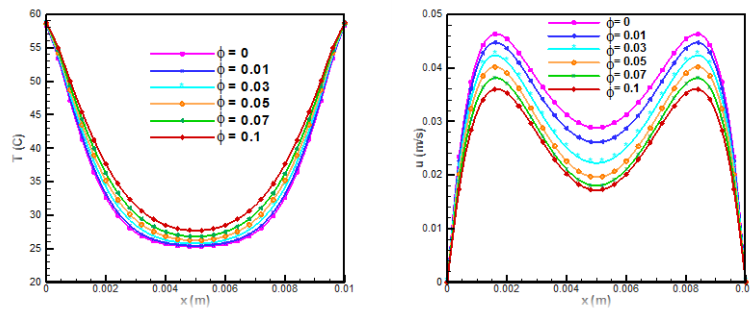


FIGURE 3. Les profils de température (gauche) et les profils de la vitesse verticale u (droite) le long de la sortie du canal pour différentes valeurs de la fraction volumique ϕ , à $Re = 1800$ et $Gr = 1.59 \times 10^5$.

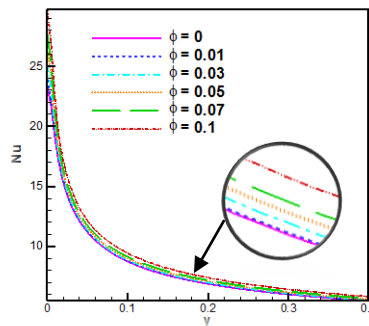


FIGURE 4. Profil du nombre de Nusselt local Nu pour différentes valeurs de ϕ , à $Gr = 1.59 \times 10^5$ et $Re = 1800$.

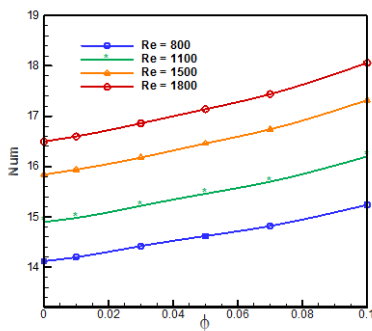


FIGURE 5. Variation du nombre de Nusselt moyen Num avec la fraction volumique du solide pour différents nombres de Reynolds Re , à $Gr = 1.59 \times 10^5$.

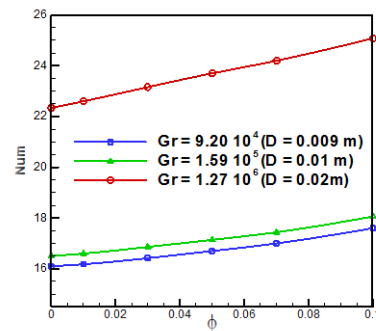


FIGURE 6. Variation du nombre de Nusselt moyen Num avec la fraction volumique du solide pour différents nombres de Grashof Gr , à $Re = 1800$.