

Etude du transfert thermique au sein de nanofluides remplissant une enceinte carrée

Karim RAGUI^{1*}, Abdelkader BOUTRA¹, Youb Khaled BENKAHLA¹ et Elisabeth BRUNIER²

¹Laboratoire des Phénomènes de Transfert, USTHB

BP. 32 El Alia, 16111 Bab Ezzouar, Alger, Algérie

²Université de Technologie de Compiègne, France

BP. 20529 – 60205 Compiègne, France

* (auteur correspondant : ragui-karim@live.fr)

Résumé - Dans cette étude, nous considérons la convection naturelle au sein de nanofluides, à base d'eau, confinés dans une enceinte carrée fermée, refroidie par ses parois verticales et chauffée par sa base, sur laquelle est disposée une source de chaleur. La paroi supérieure ainsi que le reste de la paroi inférieure sont adiabatiques. Trois types de nanoparticules sont considérées : Ag, CuO et TiO₂. Une étude paramétrique a permis d'analyser des effets du nombre de Rayleigh, de l'étendue de la source ainsi que de la fraction volumique en nanoparticules, sur les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques du fluide.

Nomenclature

C_p	chaleur spécifique du fluide, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
g	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$
H	hauteur de la cavité, m
k	conductivité thermique du fluide, $W.m^{-2}.K^{-1}$
Nu	nombre de Nusselt
p	pression statique, Pa
P	pression adimensionnelle, $= p H^2 / \rho_{nf} \alpha_{nf}$
Pr	nombre de Prandtl, $= C_p \mu_f / k$
Ra	nombre de Rayleigh, $= g \beta \rho_f^2 (T_{chaude} - T_{froide}) H^3 C_p / \mu_f k$
S	terme source
T	température dimensionnelle, K
u	vitesses longitudinale, $m.s^{-1}$
U	vitesses longitudinale adimensionnelle, $= u H / \alpha_f$
v	vitesses transversale, $m.s^{-1}$
V	vitesses transversale adimensionnelle, $= v H / \alpha_f$
x	coordonnée horizontale, m
X	coordonnée horizontale adimensionnelle $= x/H$

y	coordonnée verticale, m
Y	coordonnée verticale adimensionnelle, $= y/H$

Symboles grecs

α	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
β	coefficient de dilatation thermique, K^{-1}
ε	étendue de la source de chaleur, m
μ	viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
θ	température adimensionnelle du fluide, $= (T - T_f) / (T_c - T_f)$
ϕ	fraction volumique
Φ	variable scalaire dépendante
Γ	coefficient de diffusion

Indices et Exposants

f	fluide
nf	nanofluide
s	solide

1. Introduction

Le besoin permanent d'améliorer les performances thermiques des installations, lors de l'écoulement des fluides monophasiques, a orienté les chercheurs vers l'utilisation d'une nouvelle technique qui consiste à charger les fluides caloporteurs en nanoparticules. Les suspensions ainsi obtenues peuvent être utilisées dans une multitude d'applications en

ingénierie, y compris dans le refroidissement d'un réacteur nucléaire ou dans l'optimisation du transfert thermique au sein d'un échangeur thermique.

Ces nanoparticules peuvent être fabriquées à l'aide d'un métal solide : l'Argent (Ag), le Cuivre (Cu), l'Or à titre d'exemples, ou d'oxyde métallique, comme l'oxyde de cuivre ou de Titan (CuO et TiO₂ respectivement), qui sont chimiquement stables et faciles à disperser dans le fluide de base.

A la lumière des travaux de Choi [1] et Wang et al. [2] ce nouvel axe de recherche à commencé à se développer au sein des cavités de différentes géométries [3-5]. Ho et al. [6] ont réalisé une étude numérique portant sur la convection naturelle au sein d'une cavité carrée différentiellement chauffée, entièrement remplie d'un nanofluide (Al₂O₃-eau). Pour un nombre de Rayleigh allant de 10³ jusqu'à 10⁶ et une fraction volumique variante de 0 à 0,40 ; ces auteurs ont relevé que le choix du modèle de la viscosité dynamique effective du nanofluide est le paramètre déterminant afin de simuler des cas proches de la réalité.

Ehsan et al. [7] ont étudié l'effet du type de nanoparticules (Cu et l'Al₂O₃) sur les caractéristiques hydrodynamique et thermique d'un fluide caloporteur, au sein d'une cavité carrée à parois horizontales différentiellement chauffées. L'effet du nombre de Rayleigh ainsi que celui de la fraction volumique des nanofluides ont également été investigués. Les résultats obtenus, montrent que le taux de transfert thermique est une fonction croissante du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique. Par ailleurs, l'utilisation de nanoparticules, de type métaux solides, a permis d'optimiser l'échange thermique au sein de l'enceinte.

Au vu de ce qui a été trouvé dans la littérature, peu d'études ont considéré le cas du transfert thermique par convection naturelle au sein de nanofluides, à base d'eau, confinés dans une enceinte carrée fermée, munie d'une source de chaleur occupant une fraction de sa base. Ainsi, cette étude portera sur l'analyse de l'influence occasionnée par le type des nanoparticules sur la structuration de l'écoulement et l'échange thermique du fluide convectif, et ce, en étudiant les nanofluides suivants : Ag-eau, CuO-eau et TiO₂-eau. Nous traiterons également, de l'effet du nombre de Rayleigh et de l'étendue de la source de chaleur sur le taux de transfert thermique afin de mettre en évidence, l'apport des nanoparticules.

2. Description du problème physique

Comme c'est schématisé par la figure 1, on se propose d'étudier le phénomène de convection naturelle induite par une source de chaleur localisée au centre de la paroi inférieure, d'une cavité carrée remplie d'un nanofluide. Les parois verticales sont maintenues à une température T_f inférieure à celle relevée sur la source T_c . Cependant, la paroi supérieure et ce qui reste de la paroi inférieure sont considérées comme adiabatiques.

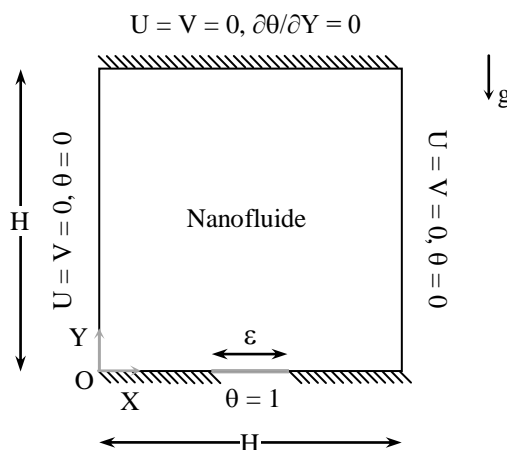


Figure 1 : Schématisation de problème physique et des conditions aux limites.

Notons que toutes les propriétés physiques du fluide caloporteur sont supposées constantes à l'exception de la masse volumique, dans le terme de poussée, qui suit l'approximation de Boussinesq. Le tableau 1 résume les propriétés thermo-physiques du fluide de base ainsi que celles des nanoparticules.

Propriétés Thermo-physiques	Fluide de base : eau	Ag	CuO	TiO ₂
C_p (J. kg ⁻¹ . K ⁻¹)	4179	235	531,8	686,2
ρ (kg. m ⁻³)	997,1	10500	6320	4250
k (W. m ⁻¹ . K ⁻¹)	0,613	429	20	8,9538
β (K) 10 ⁶	210	19,7	18	0,9
α (m ² . s ⁻¹) 10 ⁷	1,47	1738,6	57,45	30,7

Tableau 1 : Propriétés Thermophysiques du fluide de base et de nanoparticules utilisés à $T = 25^\circ\text{C}$.

3. Mise en équations du problème physique

Les équations de continuité, de la quantité de mouvement et celle de l'énergie forment le système d'équations qui régit l'écoulement et le transfert thermique au sein de l'enceinte carrée. Sous forme adimensionnelle, ce système peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \alpha_f} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \alpha_f} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf} \beta_f} Ra Pr \theta \quad (3)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (4)$$

tels que, la masse volumique ρ_{nf} , la capacité calorifique $(\rho C_p)_{nf}$, le coefficient d'expansion thermique $(\rho \beta)_{nf}$, et la diffusivité thermique du nanofluide α_{nf} , sont définis comme suit [8] :

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

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

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

$$\alpha_{nf} = \frac{k_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}} \quad (8)$$

La viscosité dynamique, ainsi que la conductivité thermique effective du nanofluide sont déterminées à partir des modèles de Brinkman [9] et de Maxwell [10], respectivement.

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

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{(k_s + 2k_f) - 2\varphi(k_f - k_s)}{(k_s + 2k_f) + \varphi(k_f - k_s)} \quad (10)$$

Le nombre de Nusselt moyen calculé le long de la source de chaleur ou bien sur la paroi froide est obtenu en utilisant une des expressions suivantes :

$$|\text{Nu}_c| = \left(\frac{k_{nf}}{k_f} \right) \int_{(1-\varepsilon)/2}^{(1+\varepsilon)/2} (\partial\theta/\partial Y)_{Y=0} dX \quad (11)$$

$$|\text{Nu}_r| = \left(\frac{k_{nf}}{k_f} \right) \int_0^1 (\partial\theta/\partial X)_{X=0,H} dY \quad (12)$$

4. Procédure numérique et validation

La discrétisation spatiale des équations générales est effectuée par le biais de la méthode des volumes finis, en se basant sur le schéma de la loi de Puissance (Power Law), la résolution des équations algébriques résultantes est assurée par l'implémentation de la méthode TDMA, combinée avec celle de Gauss-Seidel. Notons que les termes de l'équation générale de conservation, citée ci-dessous, sont intégrés sur chaque volume de contrôle quadrilatéral. Par la suite, les coefficients résultants sont évalués, en utilisant le schéma proposé par Patankar [11].

$$\frac{\partial(\rho U\phi)}{\partial X} + \frac{\partial(\rho V\phi)}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial X} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial Y} \right) + S_\phi \quad (13)$$

Comme l'équation de la quantité de mouvement est décrite par les variables primitives (U, V et P), la procédure itérative tient compte de la correction de pression, et ce, par l'implémentation de l'algorithme SIMPLE modifié [11]. Le critère de convergence imposé aux vitesses, à la température ainsi qu'à la pression, est défini comme suit :

$$\frac{\sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^N |\phi_{i,j}^{k+1} - \phi_{i,j}^k|}{\sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^N |\phi_{i,j}^{k+1}|} \leq 10^{-5} \quad (14)$$

Afin de vérifier la fiabilité de nos simulations numériques, nous avons confronté nos résultats aux travaux d'Oztop et Abu-Nada [12]. Le tableau 2 illustre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique de Cu-eau nanofluide. Pour un maillage égal à 110^2 , il s'avère que l'écart relatif maximal entre les résultats de nos simulations et ceux d'Oztop et Abu-Nada [12] est dans tous les cas inférieur à 1,2%, ce qui nous permet de valider notre code de calcul.

Ra	ϕ	Nu _{moy}		Ecart relatif (%)
		Oztop et Abu-Nada [12]	Présent travail	
10 ³	0	1,004	1,005	0,09
	0,10	1,251	1,248	0,24
	0,20	1,627	1,621	0,37
10 ⁴	0	2,010	2,032	1,09
	0,10	2,203	2,199	0,18
	0,20	2,363	2,382	0,80
10 ⁵	0	3,983	3,992	0,22
	0,10	4,440	4,389	1,16
	0,20	4,875	4,861	0,29

Tableau 2 : Variations du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique en nanofluide (Cu-eau).

5. Résultats et Interprétation

5.1. Effet du nombre de Rayleigh

Afin d'examiner l'effet du nombre de Rayleigh sur la structure hydrodynamique et thermique du fluide convectif, confiné dans l'enceinte carrée, nous avons maintenu constante l'étendue de la source de chaleur ($\varepsilon = 0,60 H$). La figure 2 illustre, en fonction du nombre de Rayleigh, les différentes structures d'écoulement et les champs de température ainsi obtenus, pour un fluide sans et en présence d'une fraction en nanoparticules de TiO_2 ($\varphi_{\text{TiO}_2} = 0,10$).

Pour des nombres de Rayleigh inférieurs à 10^5 , l'écoulement est faiblement convectif et l'échange thermique est alors dominé par la conduction.

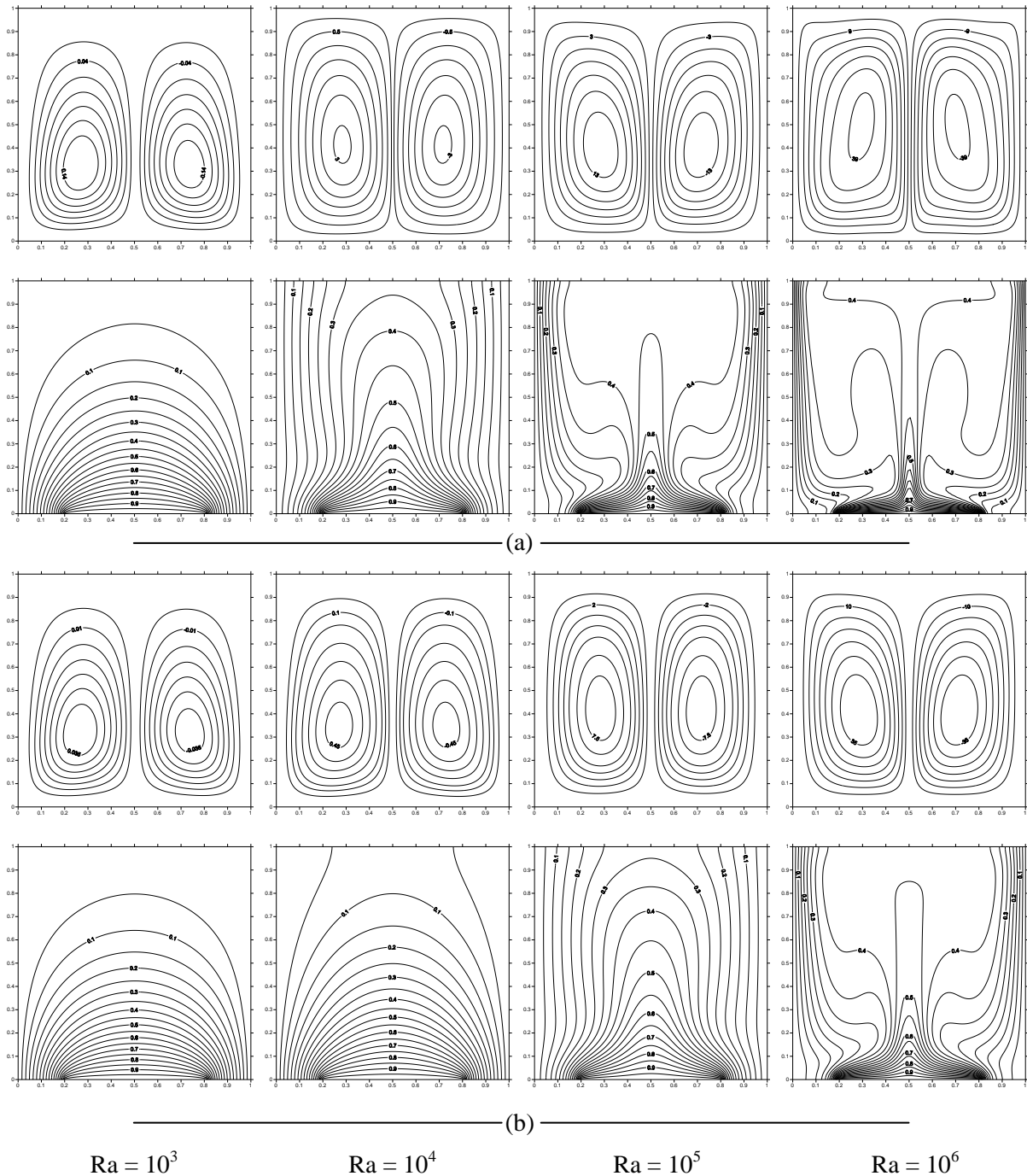


Figure 2 : Lignes de courant et isothermes pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. $\varepsilon = 0,60 H$; (a) $\varphi_{\text{TiO}_2} = 0,00$; (b) $\varphi_{\text{TiO}_2} = 0,10$.

Cependant, pour des valeurs élevées du nombre de Rayleigh ($Ra \geq 10^5$), l'écoulement s'intensifie et les échanges par mode de convection l'emportent devant le mode de transfert par conduction, donnant lieu à un régime convectif.

Pour une fraction volumique égale à 0,10, figure 2(b), l'effet de viscosité dynamique du nanofluide commence à se faire ressentir. En effet, l'intensité de l'écoulement s'en trouve, alors, réduite, donnant lieu à un régime conductif dominant, et ce, jusqu'à $Ra = 10^5$.

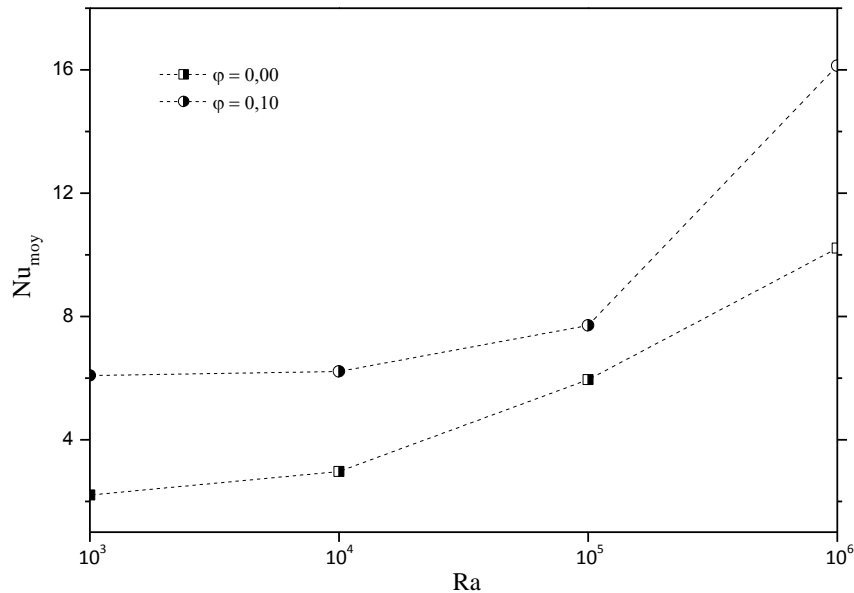


Figure 3 : Evolution du nombre de Nusselt moyen avec le nombre de Rayleigh pour différentes valeurs de la fraction volumique de TiO_2 -eau nanofluide. $\varepsilon = 0,60 H$.

La figure 3 montre l'évolution du nombre de Nusselt, moyenné sur toute l'étendue de la source de chaleur, en fonction du nombre de Rayleigh pour $\varphi_{TiO_2} = 0$ et $\varphi_{TiO_2} = 0,10$, respectivement. Le taux de transfert thermique est une fonction croissante du nombre de Rayleigh. En outre, la présence des nanoparticules ($\varphi_{TiO_2} = 0,10$) au sein du fluide de base, fait croître l'échange thermique, étant donné l'augmentation de la conductivité thermique.

5.2. Effet du Type de nanoparticules et l'étendue de la source chaude

En augmentant l'étendue de la source de chaleur (ε) l'analyse des résultats obtenus en mode de convection ($Ra = 10^6$) montre l'importance de prise en compte de l'effet du type de nanoparticules utilisées sur le comportement hydrodynamique et thermique du nanofluide.

En effet, la figure 4 illustre, en fonction de ε et pour une fraction volumique égale à 0,10, les lignes de courant et les isothermes pour trois nanofluides : Ag-eau, CuO-eau et TiO_2 -eau.

On remarque, qu'au fur et à mesure qu'on augmente l'étendue ε de la source de chaleur, l'écoulement devient plus intense et la surface d'échange augmente d'autant. En outre, l'augmentation de l'étendue de la source entraîne d'une part, une augmentation de la quantité de fluide chauffé. D'autre part, la chaleur envahit des régions de plus en plus lointaines de la cavité, en particulier, au centre de celle-ci.

De manière analogue à ce qui a été vu plus haut, les nanoparticules de type métal solide (Ag), offre une meilleure propagation de la chaleur.

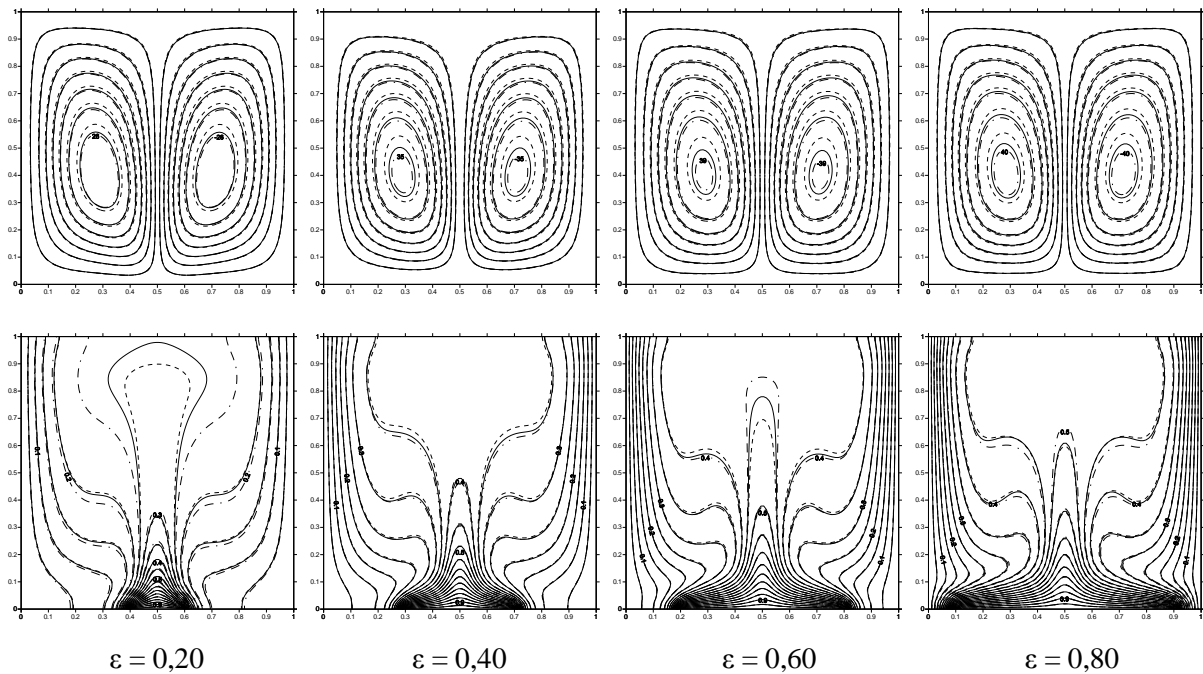


Figure 4 : Lignes de courant et isothermes pour différentes valeurs de l'étendue de la source de chaleur. $Ra = 10^6$; $\phi = 0,10$. [--- Ag-eau, — CuO-eau, - · - · TiO₂-eau].

Notons enfin que les isothermes au voisinage des parois verticales froides se resserrent de plus en plus avec l'augmentation de l'étendue de la source, traduisant ainsi une intensification des échanges à ce niveau.

5.3. Effet de la fraction volumique en nanoparticules

L'influence de la fraction volumique en nanoparticules sur le transfert thermique a également été étudiée. La figure 5 représente, pour $\varepsilon = 0,80$ l'évolution du nombre de Nusselt moyenné sur toute l'étendue de la source en fonction de la fraction volumique, pour différents types de nanofluides, et pour $Ra = 10^4$ et $Ra = 10^6$.

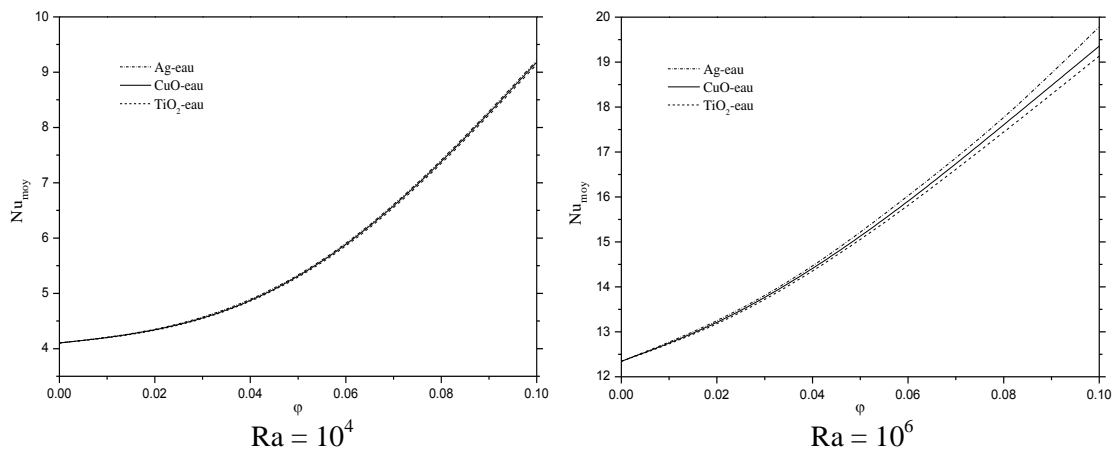


Figure 5 : Evolution du nombre de Nusselt moyen avec la fraction volumique en nanoparticules.

Nous remarquons que l'augmentation de la fraction volumique en nanoparticules fait croître le taux de transfert thermique quelque soit le type de nanofluide utilisé. D'autre part, les meilleures performances thermiques sont celles obtenues par les nanoparticules type métal solide : Ag, suivies par les celles de type oxyde métalliques : CuO.

6. Conclusion

Une étude de l'écoulement et du transfert thermique en mode de convection naturelle au sein des nanofluides remplissant une cavité carrée est entreprise. L'effet du nombre de Rayleigh, de l'étendue de la source de chaleur ainsi que du type de nanofluide et de la fraction volumique en nanoparticules a été examiné. Cette étude nous a permis de constater l'existence de deux régimes d'écoulement, suite à l'augmentation du nombre de Rayleigh. Un régime dit conductif, et un régime convectif lorsque les effets de convection sont prépondérants.

Le taux de transfert thermique est alors une fonction croissante du nombre de Rayleigh ainsi que de l'étendue de la source de chaleur et de la fraction volumique en nanoparticules. La comparaison entre les types de nanofluide nous a permis de conclure que l'utilisation des nanoparticules de type métaux solides est recommandée si l'on désirait améliorer les performances thermiques au sein de la cavité.

Références

- [1] S.U.S. Choi, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, *ASME Fluids Engineering Division*, 231(1995), 99-105.
- [2] X. Wang, X. Xu, S.U.S. Choi, Thermal Conductivity of Nanoparticle-Fluid Mixture, *J. Thermophysics and Heat Transfer*, 13- 4(1999), 474-480.
- [3] E.B. Ogut, Heat transfer of water-based nanofluids with natural convection in a inclined square enclosure, *J. Thermal Science and Technology*, 30-1 (2010), 23-33.
- [4] B. Ghasemi, S.M. Aminossadati, Brownian motion of nanoparticles in a triangular enclosure with natural convection, *Int. J. Thermal Sciences*, 49 (2010), 931-940.
- [5] S.M. Aminossadati, Hydromagnetic natural cooling of a triangular heat source in a triangular cavity with water-CuO nanofluid, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 43 (2013), 22-29.
- [6] C.J. Ho, M.W. Chen, and Z.W. Li, Numerical simulation of natural convection of nanofluid in a square enclosure: Effects due to uncertainties of viscosity and thermal conductivity, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 51 (2008), 4506-4516.
- [7] F. Ehsan F. Mousa, S. Kurosh, N. Hasan, Lattice Boltzmann simulation of natural convection heat transfer in nanofluids, *Int. J. Thermal Sciences*, 52 (2012), 137-144.
- [8] A. Arefmanesh, M. Amini, M. Mahmoodi, M. Najafi, Buoyancy-driven heat transfer analysis in two-square duct annuli filled with a nanofluid, *Europ. J. Mech. B/Fluids*, 33 (2012), 95-104.
- [9] H. C. Brinkman, the viscosity of concentrated suspensions and solutions, *J. Chemical Physics*, 20 (1952), 571-581.
- [10] J. C. Maxwell, A Treatise on Electricity and Magnetism, vol. II, *Oxford University Press, Cambridge, UK* (1873), 54.
- [11] S. V. Patankar, Numerical Heat transfer and fluid flow, Hemisphere Publishing Corporation, *Taylor and Francis Group, New York* (1980).
- [12] H. F. Oztop, E. Abu-Nada, Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with nanofluids, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 29 (2008), 1326-1336.