

16^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH 2013) Marrakech (Maroc), du 13 au 15 Novembre, 2013

ETUDE NUMERIQUE DE LA CONVECTION NATURELLE DANS UNE ENCEINTE CHAUFFEE PAR UNE SOURCE DE CHALEUR ET REMPLIE DE NANOFLUIDE

<u>Mohamed El Hattab</u>, Rachid Mir, Youness El hammami, M'barek Feddaoui Laboratoire de Mécanique, Procédés, de l'Energie et de l'Environnement (LMP2E) Ecole Nationale des Sciences Appliquées, B.P. 1136, Agadir – Moroc Email: <u>mohamed.hattab01@gmail.com</u>

Résumé : Dans ce travail, nous présentons une étude numérique de la convection naturelle laminaire stationnaire, d'un nanofluide eau-Al₂O₃ confiné dans une cavité carrée avec la présence d'une source de chaleur isotherme. Les équations du modèle mathématique qui décrit les transferts de quantité de mouvement et thermique dans ce mélange sont résolues à l'aide d'une méthode aux volumes finis et l'algorithme SIMPLE pour le couplage pression-vitesse. Le système d'équations obtenu est résolu à l'aide de l'algorithme de Thomas. La viscosité dynamique et la conductivité thermique effective du nanofluide sont approximées respectivement par le modèle de Brinkman et de Maxwell-Garnetts. Les résultats sont examinés à travers les champs dynamiques et thermiques avec une attention particulière au nombre de Nusselt. Une étude paramétrique a été menée en considérant le nombre de Rayleigh, la fraction volumique en nanoparticules et la position de la source de chaleur.

Mots clés : Convection naturelle, nanofluide, cavité carrée, source de chaleur isotherme

1. Introduction

Le transfert de chaleur par convection naturelle trouve son application dans divers processus industriels comme le refroidissement d'équipement électronique, la technologie solaire ou la sûreté des réacteurs nucléaires ... etc. L'efficacité de tels processus est souvent limitée par les propriétés thermophysiques des fluides utilisés. Le développement considérable récent des recherches traitant des nanofluides est dû au fait qu'il est possible, d'accroitre de façon appréciable les transferts de chaleur en introduisant dans un fluide pur une faible concentration de nanoparticules. Plusieurs études ont été réalisées récemment sur la convection naturelle des nonofluides, par exemple, Khanafer [1], Jou et Tzeng [2], Hwang et al. [3], Ho et al. [4], Abu-Nada et Oztop [5] et Ghasemi et al. [6]. Dans le présent travail, nous étudions numériquement la convection naturelle laminaire du mélange eau-Al₂O₃ dans une enceinte carrée contenant une source de chaleur isotherme.

2. Formulation du problème et méthode de résolution

La géométrie du problème considéré est représentée sur la figure 1. Elle est principalement basée sur une enceinte carrée de longueur H, remplie d'un mélange eau-Al₂O₃. La source de chaleur dont l'épaisseur adimensionnelle de 0,25 et la largeur adimensionnelle de 0,2, est maintenue à température constante T_C , et montée sur la paroi verticale gauche adiabatique à une distance (d) par rapport à la paroi horizontale inférieure de la cavité. La paroi verticale droite est maintenue à une température constante T_F ($T_F < T_C$).Les autres parois sont adiabatiques. Le fluide de base utilisé est newtonien, l'écoulement est bidimensionnel, laminaire et stationnaire. La dissipation visqueuse est négligeable, les propriétés thermophysiques du nanofluide sont constantes, sauf pour la variation de la masse volumique, qui est estimée par l'approximation de Boussinesq. Les propriétés thermophysiques du fluide pur et des nanoparticules sont regroupées dans le tableau 1.



Figure 1. Schéma de la configuration étudiée et les conditions aux limites

Table	au 1.	Propriétés	thermopl	hysiques	de l	'eau et	des nano	particules
-------	-------	------------	----------	----------	------	---------	----------	------------

	Pr	ρ (kg/m^3)	C_p (J/kgK)	k (W/mK)	$eta imes 10^{-5}\ (K^{-1})$	$\alpha \times 10^{-7}$ (m^2/s)
Eau pure	6,2	997,1	4179	0,613	21	1,47
Al_2O_3	_	3970	765	40	0,85	131,7

Les équations classiques de conservation, sous la forme adimensionnelle s'écrivent de la manière suivante :

$$\vec{\nabla}.\vec{V} = 0 \tag{1}$$

$$\vec{V}.\vec{\nabla}U = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}\alpha_f} \left(\nabla^2 U\right)$$
(2)

$$\vec{V}.\vec{\nabla}V = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}\alpha_f} \left(\nabla^2 V\right) + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}\beta_f} Ra \operatorname{Pr}\theta$$
(3)

$$\vec{V}.\vec{\nabla}\theta = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f}\nabla^2\theta \tag{4}$$

Les variables des équations précédentes sont adimensionnalisées comme suit :

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{uH}{\alpha_f}, \quad V = \frac{vH}{\alpha_f}, \quad P = \frac{(p + \rho_F gy)H^2}{\rho_{nf} {\alpha_f}^2}$$
$$\theta = \frac{T - T_F}{T_C - T_F}, \quad Ra = \frac{g\beta_f H^3(T_C - T_F)}{v_f \alpha_f}, \quad Pr = \frac{v_f}{\alpha_f} \tag{5}$$

Les propriétés du nanofluide sont calculées par les formules suivantes :

$$\rho_{nf} = (1 - \Phi)\rho_f + \Phi\rho_{np} \tag{6}$$

$$\alpha_{nf} = k_{eff} / (\rho C_P)_{nf} \tag{7}$$

$$\left(\rho C_{P}\right)_{nf} = \left(1 - \Phi\right) \left(\rho C_{P}\right)_{f} + \Phi \left(\rho C_{P}\right)_{np} \tag{8}$$

$$\left(\rho\beta\right)_{nf} = \left(1 - \Phi\right) \left(\rho\beta\right)_{f} + \Phi\left(\rho\beta\right)_{np} \tag{9}$$

La viscosité dynamique et la conductivité thermique effective du nanofluide sont modélisées respectivement par le modèle de Brinkman [7] et de Maxwell-Garnetts [8].

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{\left(1 - \Phi\right)^{2.5}} \tag{10}$$

$$k_{eff} = k_f \left[\frac{\left(k_{np} + 2k_f\right) - 2\boldsymbol{\Phi}\left(k_f - k_{np}\right)}{\left(k_{np} + 2k_f\right) + \boldsymbol{\Phi}\left(k_f - k_{np}\right)} \right]$$
(11)

Le système d'équations aux dérivées partielles associé aux conditions aux limites est résolu numériquement par la méthode des volumes finis, avec un schéma en loi de puissance et un maillage uniforme de 101×101 nœuds. Nous avons aussi adopté l'algorithme SIMPLE pour le couplage pression-vitesse. La performance du code numérique a été validée par comparaison avec les résultats disponibles dans la littérature.

3. Résultats et discussions

La présentation des résultats concerne les lignes de courants, les champs de températures, et le nombre de Nusselt moyen (Num) calculé sur la source de chaleur. Ces résultats sont obtenus pour l'eau comme fluide pur Pr=6,2, le nombre de Rayleigh (Ra) variant de $10^3 à 10^6$, la fraction volumique en nanoparticules (Φ) variant de 0 à 0,1 et la position de la source de chaleur (D) variant de 0 à 0,8.

La figure 2 représente les lignes de courants (en haut) et les champs de températures (en bas) pour le fluide pur et le mélange eau-Al₂O₃ (Φ =0,05) à quatre nombres de Rayleigh (Ra=10³,10⁴,10⁵ et 10⁶) avec D=0,4. A bas nombre de Rayleigh comme Ra=10³, la force de poussée de faible intensité génère un écoulement faible. Les isothermes uniformément distribués à l'intérieure de l'enceinte, montrent la dominance du régime de conduction sur le transfert de chaleur. Lorsque le nombre de Rayleigh augmente, la force de poussée devient plus importante et par suite la valeur absolue de la fonction de courant du fluide pur et celle du nanofluide augmentent. Les isothermes deviennent plus serrées prés de la source de chaleur et prés de la paroi froide. Pour Ra=10⁶, les isothermes sont presque parallèles à la paroi horizontale sur toute sa longueur. Cela signifie que le transfert de chaleur se fait en grande partie par convection. La comparaison entre le fluide pur et le nanofluide, indique que pour Ra $\ge 10^5$ l'écoulement du nanofluide est plus fort que celui du fluide pur, tandis que le contraire se passe si Ra $\le 10^4$.



Figure 2. Les lignes de courant (en haut) et les isothermes (en bas) pour différents nombres de Rayleigh (les lignes continues pour l'eau pure et les lignes en pointillés pour le nanofluide : $\Phi = 0,05$) avec D=0,4

La figure 3 représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique en nanoparticules pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. On constate que pour toutes les valeurs de Ra, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la fraction volumique en nanoparticules. Cette augmentation est due à l'amélioration de la conductivité thermique effective du nanofluide lorsque la fraction volumique en nanoparticules augmente. L'effet des nanoparticules est plus important à faible Ra, de sorte que l'augmentation de 10% de la fraction volumique augmente le nombre de Nusselt d'environ 12% à Ra = 10^6 et d'environ 28% à Ra= 10^3 . Le nombre de Nusselt moyen augmente aussi avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

La figure 4 représente les lignes de courants (en haut) et les champs de températures (en bas) pour différentes positions de la source de chaleur à Ra= 10^5 et Φ =0,05. A D=0,1, il existe un écoulement très faible entre le côté inférieur de la source de chaleur et la paroi inférieure de la cavité. Les isothermes correspondant à cet endroit montrent la dominance du régime de conduction. Au-dessus de la source de chaleur, une cellule à forte recirculation est formée occupant la plus grande partie de la cavité. Les isothermes sont plus serrées prés du côté droit de la source de chaleur et de la paroi froide. Cela montre que le transfert de chaleur est dominé par la convection. Lorsque la position de la source de chaleur augmente, l'intensité de l'écoulement diminue, de sorte qu'à D=0,7, la valeur absolue de la fonction de courant diminue d'environ 43,5% par rapport à D=0,1.



Figure 3. Variation de Num en fonction de Φ pour différents Ra (D=0,4)



Figure 4. Les lignes de courant (en haut) et les isothermes (en bas) pour différentes positions de la source de chaleur (Ra= 10^5 , Φ =0,05).

La figure 5 montre la variation du nombre de Nusselt moyen (Num) en fonction de la position de la source de chaleur (*D*) pour différents Ra. On remarque que pour une position *D* donnée, Num augmente quand Ra augmente. En outre, on constate que lorsque la source de chaleur est située à la position D=0,3, Num atteint la valeur maximale pour Ra=10⁴, 10⁵ et 10⁶.



Figure 5. Variation de Num en fonction de D pour différents Ra (Φ =0,05)

4. Conclusion

Il ressort de l'étude numérique que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique en nanoparticules et le nombre de Rayleigh. Le transfert de chaleur atteint un taux maximum lorsque la source de chaleur est placée à D=0,3 pour Ra= 10^4 , 10^5 et 10^6 .

Nomenclature

C_p	chaleur spécifique, J/kgK	Symb	Symboles grecs		
d	position de la source de chaleur, m	α	diffusivité thermique, $m^2 \cdot s^{-1}$		
D	position adimensionnée de la source de chaleur	β	coefficient d'expansion thermique, K^{1}		
g	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$	${\Phi}$	fraction volumique en nanoparticules		
H	longueur de l'enceinte, m	μ	viscosité dynamique, N s/m ²		
k	conductivité thermique, <i>W/mK</i>	ν	viscosité cinématique, $m^2 \cdot s^{-1}$		
Num	nombre de Nusselt moyen	θ	température adimensionnée		
p	pression, Pa	ρ	masse volumique, kg/m^3		
Ρ	pression adimensionnée	ψ	fonction de courant adimensionnée		
Pr	nombre de Prandtl	indice	S S		
Ra	nombre de Rayleigh	С	chaud		
Т	température, K	f	fluide (eau pure)		
u, v	composantes de la vitesse, $m.s^{-1}$	F	froid		
U, V	composantes de la vitesse adimensionnée	m	moyen		
х, у	coordonnées cartésiennes, m	max	maximum		
X, Y	coordonnées cartésiennes adimensionnées	nf	nanofluide		
		np	nanoparticule		

Références

[1] K. Khanafer, K. Vafai et M. Lightstone, Buoyancy-Driven Heat Transfer Enhancement in a Two-Dimensional Enclosure Utilizing Nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 46, Pages 3639 – 3653, 2003.

[2] R.Y. Jou et S.C. Tzeng, Numerical research of nature convective heat transfer enhancement filled with nanofluids in rectangular enclosures, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Volume 33, Pages 727–736, 2006.

[3] K.S. Hwang, J.H. Lee et S.P. Jang, Buoyancy-driven heat transfer of water based Al₂O₃ nanofluids in a rectangular cavity, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Volume 50, Pages 4003–4010, 2007.

[4] C.J. Ho, M.W. Chen et 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*, Volume 51, Pages 4506–4516, 2008.

[5] E. Abu-Nada et H.F. Oztop, Effects of inclination Angle on natural convection in enclosures filled with Cuwater Nanofluid, *int. J Heat. Fluid Flow*, Volume 30, Pages 669-678, 2009.

[6] B.S. Ghasemi et M. Aminossadati, Periodic natural convection in a nanofluid-filled enclosure with oscillating heat flux, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 49 Pages 1–9, 2010.

[7] H.C. Brinkman, The viscosity of concentrated suspensions and solutions, J. Chem. Phys, Volume 20, Pages 571–581, 1952.

[8] J.C. Maxwell, A Treatise on Electricity and Magnetism, Clarendon Press., U.K, 1891.