

Investigation numérique des fluides non Newtoniens et du transfert de chaleur autour d'un cylindre chaud

Laidoudi Houssem^{1*} and Bouzit Mohamed²

¹ Laboratoire des Sciences et Ingénierie Maritime (LSIM), Faculty of Mechanical engineering, USTO-MB, BP 1505, El-Menaouer, Oran 3100, Algeria.

² Laboratoire des Sciences et Ingénierie Maritime (LSIM), Faculté de génie mécanique, USTO-MB, BP 1505, El-Menaouer Oran, Algérie.

Résumé. cette investigation présente une étude à caractère purement numérique basé sur un code commercial résolvant les équations de Navier-Stokes et l'équation d'énergie moyennant la méthode des volumes finis. Le travail présente une simulation d'écoulement d'Oswald autour d'un cylindre carré chaud et confiné verticalement dans un canal plan. La configuration géométrique ressemble sensiblement celle étudiée expérimentalement par des littératures internationales. L'influence de l'indice de puissance des fluides d'Oswald et la flottabilité thermique sur le transfert thermique sont étudiés dans la plage des conditions suivantes : nombre de Reynolds ($Re = 10 - 40$), indice de puissance ($n = 0.4 - 1.2$), nombre de Richardson ($Ri = 0-0.8$), nombre de Prandtl ($Pr = 50$), et le rapport de blocage ($\beta = 0.2$). Les résultats obtenus montrent que la diminution de l'indice de puissance augmente le transfert de chaleur, et la présence de la flottabilité thermique fait disparaître complètement la zone de recirculation d'arrière obstacle.

Mots clés: composant électronique; transfert thermique; convection mixte; fluides non newtonien ;nombre de Richardson critique ;ANSYS-CFX

1. Introduction

Le refroidissement des composants électroniques tels que les modules de RAM de PC, les LED ...etc. est l'une des principales barrières au développement rapide et fiable des systèmes électroniques compacts. Pour la majorité des ordinateurs, la dissipation de chaleur est le problème technique majeur dans l'atteinte des vitesses optimales de calcul par microprocesseurs. Généralement, le refroidissement se fait par convection forcée et par changement de phase, cependant, la convection naturelle est une partie intégrante de la dissipation de chaleur surtout dans le cas des ordinateurs portables et les appareils électroniques de petites dimensions. Bien que la convection forcée reste le principal mode de refroidissement, il est toutefois important de déterminer avec certitude le processus de transport du fluide dans l'absence de courte durée d'un écoulement externe forcé quand il y a interruption temporaire du système de refroidissement par ventilation.

* Corresponding author.

E-mail: hichemsoft19@gmail.com (Laidoudi H.).

Address: Laboratoire des Sciences et Ingénierie Maritime (LSIM), USTO, Oran-Algeria

D'après la revue scientifique américaine (YEH'S REVIEW - 2002), une étude de « l'U.S. Air force » a indiqué que plus de 52% des défauts des systèmes électroniques sont étroitement liés à la hausse incontrôlée des températures. Quant aux ventilateurs installés sur les PC, bien qu'ils soient. Les études de convection sont donc nécessaires à la gestion des flux thermiques et la conception des équipements (équipements électroniques, fabrication des films fins, décomposition des vapeurs chimiques et bien d'autres domaines...).

Lorsqu'un composant électronique est parcouru par un courant électrique créé par des porteurs de charges, ces derniers interagissent avec les atomes du composant, ce qui induit une résistance au déplacement. Ainsi, pour contrer cette résistance, il faut fournir une puissance suffisante qui est ensuite dissipée sous forme de chaleur lors des interactions entre atomes : c'est l'effet Joule.

Dernièrement Beaucoup de travaux scientifiques ont été publiés pour analyser le phénomène de refroidissement des composants électroniques en utilisant la convection sous ses trois formes. Parmi ces travaux publiés, nous citons par exemple le travail de Castro et Robins [1], qui ont utilisé dans leur étude expérimentale un anémomètre (HWA) ' Hotwire Anemometry ' pour mesurer le champ de vitesse autour d'un seul cube monté sur une plaque plane. Ils ont remarqué que la dimension de la zone de recirculation derrière le cube, dans la zone du sillage et la dimension du tourbillon sur le cube, dépend de condition de l'avancement de l'écoulement et les conditions aux limites à l'entrée. Une autre étude expérimentale a été réalisé par Hussein et Martinuzzi [2], Larousse et al, [3] et Martinuzzi et Tropea [4], leurs but est d'étudier l'écoulement autour d'une seule cube montée dans une soufflerie multi couche qui développe un écoulement turbulent. L'étude représente une description détaillé sur le nombre de Reynolds, le calcul du nombre de Reynolds est basé sur la hauteur du cube et la vitesse de bulk (bulk velocity), où $Re = 40.000$.) représente les différents types de tourbillons autour du cube.

Des expériences en convection naturelle, sur le refroidissement des blocs simulant les composants électroniques, ont été réalisées par Moffat et Ortega [5] Les blocs sont montés sur l'une des deux parois parallèles et verticales (80 blocs disposés dans un arrangement de 8 colonnes et 10 lignes) (voir Figure (1.5)). Les expériences montrent que l'écoulement du fluide à côté des blocs est en convection forcée même si le fluide est véhiculé par la flottabilité et quand le rapport : $Grad / ReB^2$, est inférieur à 0,3, la valeur du coefficient de transfert thermique est dans la limite de 5% de la valeur qu'il avait lors des essais en convection forcée. ReB et $Grad$ sont respectivement le nombre de *Reynolds* (basée sur la vitesse d'écoulement en amont du canal et la hauteur du bloc B) et le nombre de *Grashof* local.

Ce travail s'inscrit donc dans cette problématique. Il a pour objet la présentation d'une étude numérique d'écoulement non newtonien autour a cylindre carré et chaud sous l'effet de la flottabilité thermique pour bien estimer le transfert thermique sous ces conditions de travail : $Re = 10 - 40$, $n = 0.4 - 1.2$, $Ri = 0 - 0.8$.

2. Description du problem et modèle mathématique

2.1 Description du problème

La configuration étudiée est schématisée dans la Fig. 1. On considère un cylindre carré placé à l'intérieur d'un canal plan et vertical. L'objectif de cette étude est de simuler les écoulements incompressibles des fluides non newtoniens autour de cet obstacle, à cause de la considération numérique, le flux de fluide entre le canal avec un développement total du profile de vitesse (V_{max}), et constante température (T_{in}), et passe le cylindre qui a une température constante (T_w), le diamètre du cylindre est indiqué par le paramètre (d), la largeur (H) du canal est définie par le rapport de blocage ($B = H/d = 0.2$), les distances en amont et en aval du cylindre sont définies respectivement par les rapports ($L_u^* = \frac{L_u}{d} = 10$), ($L_d^* = \frac{L_d}{d} = 20$).

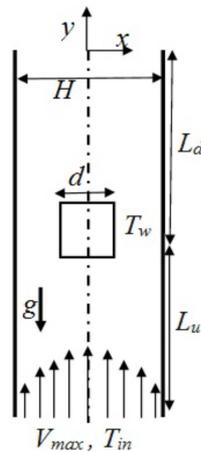


Fig.1 Domaine de calcul et conditions aux Limites.

2.2 Equations générales

L'écoulement d'un fluide est représenté par un ensemble d'équations aux dérivées partielles, à savoir les équations de mouvement et de continuité, obtenues respectivement par l'application du principe de conservation de la quantité de mouvement et de la masse sur un élément fluide infinitésimal.

Pour un écoulement laminaire, instationnaire et bidimensionnel d'un fluide incompressible, ces équations de conservation s'écrivent sous une forme générale adimensionnelle:

- **Equation de continuité**

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

- **L'équation des mouvements**

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ri\theta \quad (3)$$

- **L'équation de l'énergie**

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = + \frac{1}{Pe} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

Les variables adimensionnelles associées sont :

$$U = \frac{u}{V_{\max}}, V = \frac{v}{V_{\max}}, X = \frac{x}{d}, Y = \frac{y}{d} \quad (5)$$

$$P = \frac{p}{\rho V_{\max}^2}, \theta = \frac{T - T_{in}}{T_w - T_{in}} \quad (6)$$

Dans ce travail, on considère le cas des fluides obéissant à la loi de comportement d'Oswald. Cette loi définit la viscosité dynamique apparente (η) en fonction du gradient de vitesse et l'indice de puissance.

On a alors :

$$\eta = m \left(\frac{I_2}{2} \right)^{\left(\frac{n-1}{2} \right)} \quad (7)$$

Ou (n) est l'indice de puissance, (m) est l'indice de consistance. Si $n > 1$, le fluide est épaississant, si $n < 1$ le fluide est fluidifiant, si $n = 1$ le fluide est newtonien. I_2 est le deuxième invariant de la vitesse de déformation tensoriel, il est défini par l'expression :

$$\frac{I_2}{2} = 2 \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial U}{\partial Y} \right)^2 \quad (8)$$

Généralement les nombres adimensionnels de Reynolds, Prandtl, Grashof pour les fluides d'Ostwald donné comme suivant :

$$Re = \frac{\rho d^n V_{\max}^{(n-2)}}{m}, Pr = \frac{m c_p}{k} \left(\frac{V_{\max}}{d} \right)^{(n-1)} \quad (9)$$

$$Gr = \frac{g B (T_w - T_{in}) d^{(2n+1)} V_{\max}^{(2-2n)}}{m^2} \quad (10)$$

Où ρ , C_p , k sont la densité, la capacité thermique du fluide, et la conductivité respectivement. g et B sont la accélération gravitationnelle et le coefficient de dilatation. Le nombre de Peclet et Richardson qui sont montrés dans les équations globales sont écrits comment suivants :

$$Pe = Re \times Pr = \frac{\rho c_p d V_{\max}}{k} \quad (11)$$

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g B (T_w - T_{in}) d V_{\max}^{(n-2)}}{k} \quad (12)$$

2.3 Les conditions initiales

Les conditions initiales utilisées pour le flux de fluide et la configuration thermique sont :

- À l'entrée du canal, développement globale du profile de vitesse pour un écoulement laminaire, qui est donné par l'expression suivant :

$$u = 0, v = V_{\max} (1 - |2X\beta|)^{\frac{n+1}{n}}, T = T_{in} \quad (13)$$

- Sur la surface du cylindre d'obstacle

$$u = 0, v = 0, T = T_w \quad (14)$$

- Sur Les parois du canal

$$u = 0, v = 0, \text{Adiabatic} \tag{15}$$

- A la sortie du canal

$$\frac{\partial U}{\partial X} = 0, \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \tag{16}$$

3. Méthodologie numérique

Les équations de conservations soumis à des conditions aux limites mentionnées ci-dessus sont calculées numériquement par la méthode des volumes finis basés par le code de calcul ANSYS-CFX.

3.1 Teste de Validation

Afin de vérifier notre méthode numérique, nous avons mené deux séries de tests complets pour évaluer la précision de notre calcul, les tests sont comparés avec des littératures publiées dans ce type de recherches. Le premier teste est une étude de la convection forcée des fluides d'Ostwald à travers un cylindre carré confiné horizontalement dans un canal plan. Le coefficient d'échange thermique Nusselt est comparé pour les conditions suivantes $0.4 \leq n \leq 1.4$, Re 20, 40 pour $Pr = 50$ et $\beta = 0.25$. Les résultats sont présentés dans le TAB. 1, un bon accord est remarqué entre les résultats notre travail et les résultats reportés de littérature de Aboueian J. et al. [6]. L'écart maximum de calcul est de 6.34%.

Le deuxième teste est une étude de la convection mixte d'écoulement laminaire d'un fluide newtonien autour deux cylindres carrés placés horizontalement l'un derrière l'autre dans un canal plan, les résultats sont montrés dans le TAB. 2, encore un bon accord est observé entre les résultats, l'écart maximal est d'environ 0,55%.

TAB. 1 COMPARAISON DU Nu POUR DIFFÉRENTE VALEUR DE Re, n , POUR $Pr = 50$.

Re	n	present	Aboueian J. et al [6]
20	0.4	10.103	10.787
	1.0	9.166	9.219
	1.4	8.775	8.6
40	0.4	12.946	13.768
	1.0	12.262	12.313
	1.4	11.685	11.492

TAB. 2 COMPARAISON DU Nu POUR DIFFÉRENTE VALEUR DE Re , POUR $Ri = 0.25$.

Pr	Re	Present	Dipankar et al [7]
10	1	1.79	1.8
	10	3.94	3.94
	30	6.37	6.4

4. Résultats et discussion

Dans cette étude, investigations numériques ont été réalisées Pour $Re = 10, 20, 30, 40$ et $n = 0,4$ à $1,2$, à des valeurs fixes de $Pr = 50$, et $\beta = 0.2$. Afin de déterminer le nombre critique de Richardson qui est responsable de la suppression de la séparation de l'écoulement derrière l'obstacle, l'effet de la flottabilité thermique est étudié pour la plage de nombre de Richardson $0 - 0,8$. A l'absence de la flottabilité thermique ($Ri = 0$), le sillage de l'écoulement de fluide d'Ostwald derrière l'objet est présenté dans la Fig. 2, pour une gamme représentative de l'indice de puissance et pour deux valeurs des nombres de Reynolds sont $= 10$ et 40 . La figure présente une région de recirculation stable et fermée qui est composée de deux tourbillons symétriques générés derrière l'objet. Dans les deux directions, la taille de recirculation augmente avec l'augmentation de nombre de Re . Pour une valeur fixe du nombre de Reynolds, le sillage augmente progressivement avec l'indice de puissance (n) pour $\beta = 0.2$.

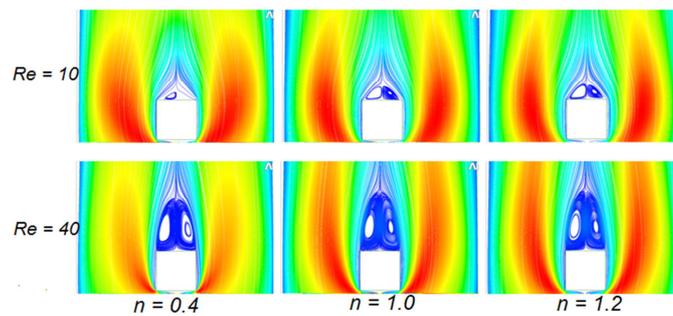


Fig.2 Les lignes de courant autour le cylindre pour $Ri = 0$.

La Fig. 3 présente la dissipation de la température à travers le cylindre, on trouve que la dissipation augmente en deux directions avec l'évolution de nombre de Reynolds ou la diminution de l'indice de puissance.

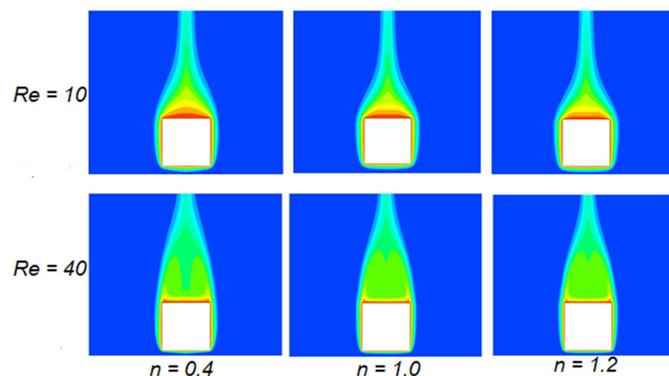


Fig.3 dissipation de la température autour le cylindre pour $Ri = 0$.

L'effet multiple de la flottabilité thermique et l'indice de puissance sur l'écoulement et la dissipation de température est présenté dans la Fig. 4 et 5 respectivement.

Fig. 4 présente les lignes des courants à travers le cylindre pour différentes valeurs de Richardson et l'indice de puissance à $Re = 40$. Pour une valeur fixe de l'indice de puissance, et pour Ri varie de 0.2 à 0.4, on remarque que les points des séparations déplacent vers la paroi du cylindre. Finalement, à une certaine valeur critique du nombre de Richardson il n'y a plus de séparation derrière l'obstacle. Ce phénomène est expliqué comme suivant : comme le nombre de Richardson augmente l'effet de la poussée thermique devient plus prononcé, donc la vitesse des particules de fluide derrière le cylindre augmentent et déplacent vers le haut (la même direction de l'écoulement), la force d'inertie est combinée avec la force visqueuse apparente, ce qui entraîne un retard de séparation et le point de séparation se déplace vers le bas vers le bord arrière du cylindre.

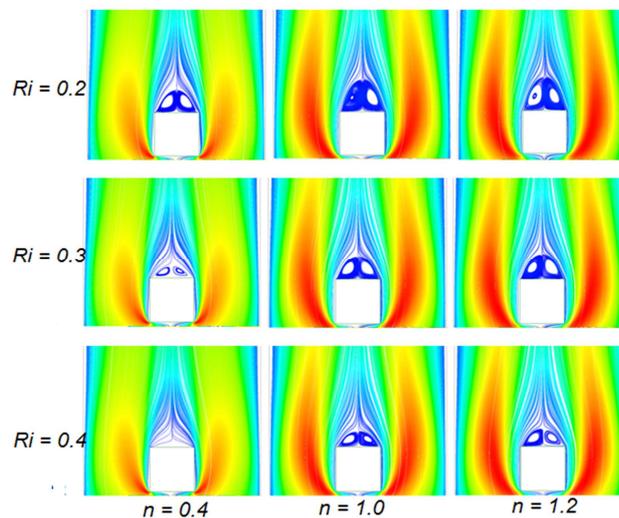


Fig.4 Les lignes de courant autour le cylindre pour différentes valeurs de Ri .

On peut conclure que l'effet de la poussée thermique agit en fait comme une force de stabilisation qui réduit l'instabilité hydrodynamique provoquée par l'augmentation du nombre de Re ou de l'indice de puissance (n) puissance.

La dissipation de la température présentée dans la Fig. 5 reflète le même phénomène physique analysé de lignes des courants, il est observé que la dissipation longitudinale diminue avec l'évolution de l'indice de puissance, sur d'autre part, la propagation latérale est réduite avec une augmentation de nombre de Richardson.

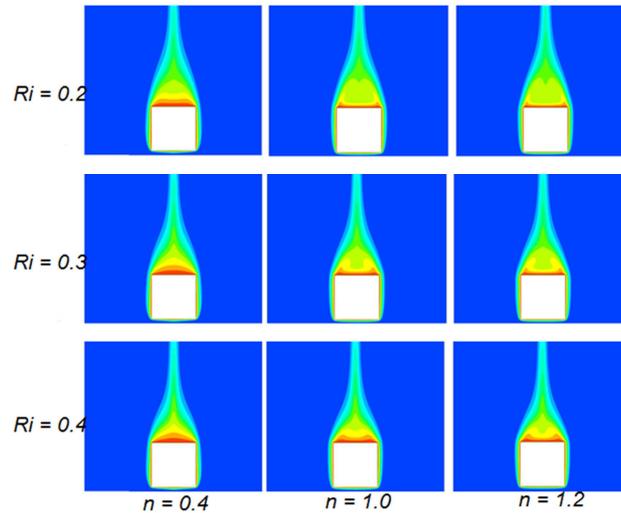


Fig.5 dissipation de la température autour le cylindre pour différent valeur de Ri , et $Re = 40$.

Fig. 6 présente la variation du nombre de Richardson critique qui est responsable de la suppression de sillage derrière l'obstacle avec le nombre de Reynolds pour différentes valeurs de l'indice de puissance (0,4 - 1,2). On peut observer que la valeur de la flottabilité thermique requise pour la suppression de sillage augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds ou l'indice de puissance.

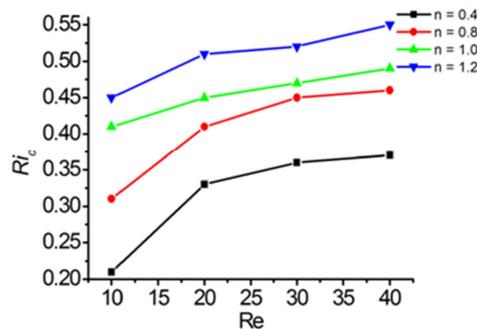


Fig. 6 le nombre de Richardson critique en fonction de Reynolds pour différentes valeurs de n .

Afin d'étayer le fait de la suppression complète de sillage derrière l'obstacle en ajoutant de la superposée de poussée thermique. Fig. 7 présente la variation de la longueur adimensionnelle de la recirculation $L_r = (L_r^* / d)$ en fonction de nombre de Richardson pour différentes valeurs de l'indice de puissance et nombre de Reynolds, on voit clairement que, à un nombre de Reynolds particulier la longueur de la recirculation est sensiblement réduite avec l'augmentation de nombre de Richardson pour tout indice de puissance.

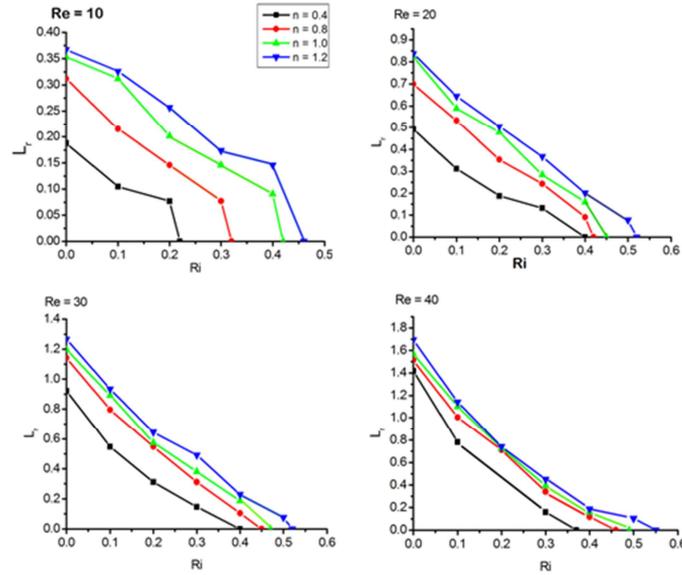


Fig. 7 la variation de la longueur adimensionnelle avec le nombre Ri pour différentes valeurs de Re et n .

Fig. 8 présente la variation de coefficient d'échange thermique moyen Nu avec le nombre de Richardson pour différentes valeurs de l'indice de puissance au nombre de Prandtl fixe $Pr = 50$. Le coefficient d'échange thermique est défini comme suivant :

$$Nu = \frac{hd}{k} = -\frac{\partial \theta}{\partial n_s} \quad (17)$$

Où h est le coefficient d'échange thermique par convection, n_s est le normal à la surface de la paroi du cylindre.

Fig. 8 montre que le nombre de Nusselt moyen augmente comme d'habitude avec le nombre de Reynolds pour toutes les valeurs de n , En outre, une diminution de la valeur de l'indice de puissance favorise le taux de transfert de chaleur en raison de l'abaissement de la viscosité apparente du fluide près du cylindre qui fait augmenter le nombre de Reynolds local ce dernier amincit la couche limite thermique. Par ailleurs, dans la fig. 8 pour tous les indices de puissance une variation intéressante est vu par rapport au nombre de Richardson, au-dessous de la valeur critique Richardson, le taux de transfert de chaleur augmente légèrement pour les fluides fluidifiant, mais il diminue un peu pour les fluides épaississants newtoniens. Mais, il augmente avec un taux plus rapide au-dessus du nombre de Ri critique pour toutes les valeurs de l'indice de puissance, tout ça due à un contact supérieur entre l'écoulement de fluide et la paroi du cylindre.

Donc On peut conclure que l'utilisation générale d'un fluide a faible indice de puissance et / ou augmentant de la valeur de la flottabilité thermique au-dessus de la valeur critique de Richardson peuvent être économique pour améliorer l'efficacité du processus thermique.

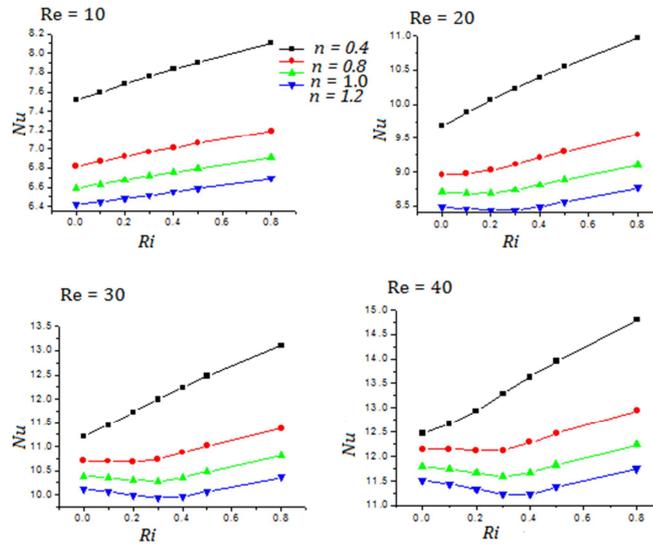


Fig. 8 la variation de d'échange thermique Nu avec le nombre Ri pour différente valeurs de Re et n .

5. Conclusion

La convection mixte des fluides non newtoniens et transfert thermique autour d'un cylindre carré confiné verticalement dans un canal plan sont analysé pour examiner l'effet de la flottabilité thermique sur l'écoulement et sur le transfert de chaleur, l'étude est performée pour les conditions suivantes : $Re = 10 - 40$, $n = 0.4 - 1.2$, $Ri = 0 - 0.8$. Les résultats montrent que la flottabilité thermique supprime complètement la zone de recirculation derrière l'obstacle, le sillage augmente en fonction de Reynolds et l'indice de puissance, les fluides fluidifiants ont un taux de transfert thermique plus élevé que les fluides newtoniens et épaississants, le transfert de chaleur devient très important quand la valeur de Richardson dépasse la valeur critique.

6. References (Use "References" style)

- [1] Castro, I.P., Robins, A.G. "The flow around a surface-mounted cube in uniform and turbulent streams". *J. Fluid Mech.* (1977). 79, 307–335.
- [2] Hussein, H.J., Martinuzzi, R.J., "Energy balance for turbulent flow around a surface mounted cube placed in a channel". *Phys. Fluids* (1996), 8, 764–780.
- [3] Larousse, A., Martinuzzi, R. J., Tropea, C., "Flow around surface-mounted, three dimensional obstacles". In: Eighth Symposium on Turbulent Shear Flows, vol. 1. Springer, Germany. (1991), pp. 1441–1446.

- [4] Menter FR., “Zonal two-equation k - ϵ s turbulence model for aerodynamic flows”. (1993). AIAA Paper: 93-2906.
- [5] Moffat , R. J . et Ortega . A . “Buoyancy Induced Forced Convection”, AIAA/ASME Thermo physics and Heat Transfer Conference, Vol.57pp.135-144, Boston, June 1986, USA.
- [6] Jaber Aboueian, Jahromi, Amin Behzadmehr. Effects of inclination angle on the steady flow and heat transfer of power-law fluids around a heated inclined square cylinder in a plane channel, *J. of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, 2011.166, pp. 1406-1414.
- [7] Dipankar Chatterjee, Sakir Amiroudine, Two-dimensional mixed convection heat transfer from confined tandem square cylinders in cross-flow at low Reynolds numbers, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010. 37, pp. 7-16.