

Convection forcée 3D dans un box contenant deux sources de chaleurs cylindriques

Abdelwafi BOURAS*, Said BOUABDALLAH, Badia GHERNAOUT, Abdelhamid GHAZEL

LME, Departement de Genie Mecanique, Universite de Laghouat, Laghouat 3000.Algerie

fibonsaid@gmail.com

Corresponding Author email address

Résumé— Dans ce travail, une simulation numérique de la convection forcée dans une cavité cubique contenant deux sources de chaleur cylindriques au milieu a été présentée. La cavité est soumise à un flux d'air entrant du côté gauche (centre) et un flux sortant du côté droit avec les mêmes dimensions des portes d'ouverture (0.1H). Les parois de la cavité sont maintenues adiabatiques. Les équations de conservation régissant l'écoulement de convection forcée sont résolues à l'aide de logiciel FLUENT. La comparaison des résultats numériques obtenus avec ceux disponible dans la littérature (numérique et expérimentale) a été faite, et montre un bon accord. L'effet de dimension de cavité (nombre de Rayleigh) et la vitesse de ventilation de l'air (Nombre de Reynolds) sont présentés et discutés. Les résultats obtenus montrent une forte dépendance entre les conditions géométriques et la structure du champ dynamique et thermique de l'écoulement de convection forcée.

Mots clés— Convection forcée, écoulement 3D, Refroidissement, simulation.

I. INTRODUCTION

Les avancées et l'évolution technologiques récentes en électronique ont permis d'améliorer l'efficacité des composants qui deviennent de plus en plus performants et de plus en plus petits. Cela entraîne des contraintes de fonctionnement pour les composants particulièrement au niveau des seuils de températures. Les composants électroniques d'aujourd'hui peuvent produire plusieurs centaines de watts par centimètre carré. Pour cette raison, l'évacuation de la chaleur est devenue un des problèmes majeurs à résoudre avant la réalisation des composants.

Une des méthodes de refroidissement les plus répandues en électronique est le refroidissement par air (convection forcé). Avec la technique de convection de l'air forcé, on recherche non seulement à évacuer l'air chauffé mais également à réduire au maximum la différence de pression au niveau du radiateur pour réduire le coût et le bruit du ventilateur.

La référence [1] fait une investigation détaillée sur le refroidissement par convection forcée d'un ensemble de sources de chaleur montées sur la paroi inférieure d'un canal. L'étude emploie les variations de la hauteur et de la largeur de la source, et aussi l'influence du nombre de Reynolds. Les résultats montrent que la forme et le matériau de la source ont des effets considérables sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique.

une simulation numérique de la convection forcée a été faite par [2], en étudiant l'influence d'un cylindre oscillant sur le transfert de chaleur au niveau d'un nombre des sources de chaleur soumises à un écoulement dans un canal horizontal. Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et s'améliore remarquablement pour des oscillations importantes du cylindre.

la référence [3] a fait une investigation expérimentale dans le but de connaître les caractéristiques du refroidissement à air dans un dispositif de refroidissement. Quatre dispositifs de 9, 16, 25 et 36 modules carrés placés dans la même région et mis en saillie. Les résultats indiquent que le coefficient de transfert de chaleur moyen augmente légèrement avec l'augmentation de la température du dispositif du module, mais l'augmentation est considérablement plus élevée avec l'augmentation des vitesses d'écoulement de l'air et de la hauteur du module.

une étude numérique de la convection forcée laminaire transitoire dans un canal en présence d'un cylindre de section carrée a été faite par [4]. Les calculs ont été effectués pour le cas de l'air ($Pr=0.71$) et pour un rapport de blocage $(H/D)=0.1$. Les résultats permettent de conclure que la valeur de Re_{cr} dépend du rapport H/D et Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

La référence [5] a étudié numériquement la convection mixte 3D de l'air dans une cavité cubique. Les parois supérieures et inférieures sont en mouvement et maintenues à des températures différentes (chauffé par le haut et refroidi par le bas), tandis que les autres parois sont adiabatiques. Les paramètres de contrôle sont les nombres de Richardson $0.001 \leq Ri \leq 10$, de Reynolds $100 \leq Re \leq 1000$ et de Prandtl ≤ 0.71 . Les résultats indiquent que une amélioration remarquable du transfert de chaleur jusqu'à 76% peut être atteinte pour la combinaison particulière de $Re = 400$ et $Ri = 1$. [6] a étudiés la simulation de convection forcée dans une cavité 2D, qui elle contient deux sources de chaleur au centre. Les résultats indiquent que la variation du nombre de Nusselt moyenne dépend fortement du nombre de Reynolds.

Les résultats numériques montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds augmente la génération d'entropie, tandis que l'incorporation des nano fluides dans le fluide de base minimise considérablement la génération d'entropie.

Dans le présent travail, nous nous intéressons à la simulation numérique de l'écoulement de la convection

forcée dans un box contenant deux sources de chaleurs cylindriques. Les simulations ont été faites pour des nombres de Rayleigh : 2.54×10^7 , 5×10^7 et 8.57×10^7 , dans le but d'étudier l'effet de la dimension de la cavité. Et pour des nombre de Reynolds allant 2, 20, 100, 250, 350 et 500. Pour montrer l'effet de la vitesse de ventilation de la cavité.

II. PROBLEME PHYSIQUE ET FORMULATION MATHEMATIQUE

A. Configuration géométrique

Le système physique considéré est schématisé sur la (Fig.1). Une cavité tridimensionnelle de longueur L et hauteur H contenant des sources de chaleur au milieu (des sources de différentes forme et dimensions). La cavité est soumise à un flux d'air entrant du côté gauche (centre) et sortant du côté droite avec même taille des portes d'ouverture (0.1 H).

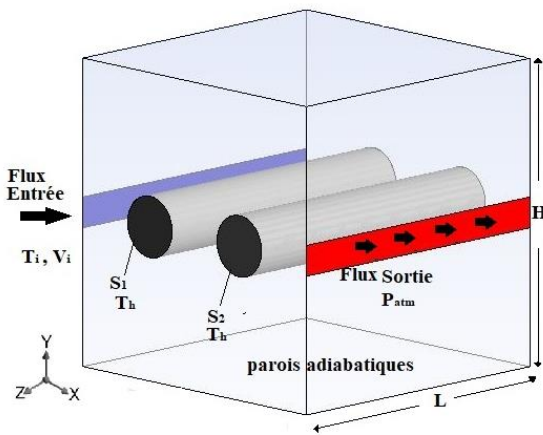


Fig.1 Configuration géométrique et condition aux limites du problème.

B. Equations générales

L'analyse de la convection thermique se fait par l'application des trois lois fondamentales de conservation (conservation de la masse, de la quantité de mouvement, et de l'énergie). La formulation différentielle de ces équations est la suivante [6]:

a) *Equation de conservation de la masse* : D'après le principe de la conservation de masse de fluide que l'on suit reste constante dans son mouvement, on peut écrire notre équation de continuité se forme indiciel [6] :

$$\partial \rho / \partial t + \partial / (\partial x_j) (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

b) *Equation de conservation de la quantité de mouvement* : Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Elle s'écrit sous forme tensorielle comme suit [6]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = f_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [u ((\rho u_i) / (\partial x_j) + (\rho u_j) / (\partial x_i))] \quad (2)$$

c) *Equation d'énergie* : L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible qui s'énonce que la variation d'énergie totale (somme de l'énergie cinétique et de l'énergie interne) est égale à la somme de la puissance des efforts extérieurs et le transfert de chaleur, elle s'écrit comme suit [6]:

$$\partial T / \partial t + \partial / (\partial x_j) (u_j T) = \alpha (\partial^2 T) / (\partial x_j^2) + q + \mu \phi \quad (3)$$

Où:

$$\alpha = K / (\rho c_p) \quad (4)$$

III. HYPOTHÈSES SIMPLIFICATRICES

Pour simplifier la résolution du problème physique, des hypothèses simplificatrices sont introduites au niveau de la modélisation. Nous nous limitons donc aux hypothèses couramment retenues dans les études de la convection naturelle :

sachant que l'écoulement est tridimensionnel (3D), les propriétés physiques du fluide à l'intérieur de la cavité sont supposées constantes (sauf ρ qui satisfait l'approximation de Boussinesq), et le fluide est compressible.

On néglige aussi le transfert de chaleur par rayonnement et nous supposant que le régime est stationnaire et laminaire.

A. Conditions aux limites sous forme dimensionnelles

Selon x:

$$u = v = w = 0 ; \partial T / \partial x = 0 \text{ (parois adiabatique).}$$

$$\text{pour } x=0, z; 0 < y < 0.45H \quad (5)$$

$$\text{pour } x=H, z; 0 < y < 0.45H \quad (6)$$

Selon y :

$$u = 0.1 \text{ m/s, } v = w = 0$$

$$\text{Pour } x=0, z; 0.45H \leq y \leq 0.55H \quad (7)$$

Selon z :

$$u = v = w = 0 ; \partial T / \partial z = 0$$

$$\text{Pour } z=0, x; y=H, x \quad (8)$$

$$\text{Pour } z=H, x; 0 < z < H \quad (9)$$

IV. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Dans cette section Nous verrons en premier lieu, l'effet de l'espacement du maillage sur le calcul numérique, puis nous faisons à la comparaison de nos résultats obtenus avec ceux disponibles dans la littérature (numérique, analytique et expérimentale). Ensuite, on va étudier l'influence de plusieurs paramètres sur l'écoulement sur le champ de l'écoulement et de taux de transfert de chaleur dans la cavité. Tels que : (Ra, Re).

A. Effet de l'espacement de maillage

Le choix du maillage a une grande influence sur la précision des résultats et le temps de calcul. Pour explorer l'effet de l'espacement du maillage sur les solutions numériques, nous avons testé trois maillages uniformes : 42^3 , 62^3 , 82^3 nœuds.

Nous tenons un box cubique de dimension $H = 0.6 \text{ m}$ ($Ra = 8.57 \times 10^7$) et l'air entre à une vitesse de 0.05 m/s ($Re = 350$). Le **Tab.1**, présente les valeurs des composantes de vitesses maximales u , v et w au centre de la cavité, ainsi que le nombre du Nusselt moyen.

Nous constatons bien que la différence entre les valeurs présentées est négligeable pour vitesse U . Mais, il existe une différence pour vitesses V et W .

Il est clair que l'écoulement se développe dans le sens des abscisses X alors que la composante de vitesse selon l'axe des x (U) est la seule qu'à mis des valeurs considérables comme nous constatons sur le tableau .1. Alors que la comparaison des résultats des valeurs extrêmes se manifeste selon cette composante.

Sur la **Fig. 2-3**, nous avons présentes les profils de vitesse et de températures au centre de la cavité. Nous constatons bien que les profils données par les domaines de calculs 82^3 et 62^3 sont très proches et la différence se manifeste à la sortie d'air. De même, le nombre de Nusselt calculs par les deux domaines de calculs considérés est presque identique.

TABEAU I. PARAMETRES DE L'ÉCOULEMENT DE CONVECTION POUR DIFFÉRENTS MAILLAGE

Maillage	$U_{\max}$ (m/s)	$V_{\max}$ (m/s)	$W_{\max}$ (m/s)	Nu_{moyen}
42^3	0.059	1.92×10^{-3}	2.8×10^{-5}	10.58
62^3	0.063	3.8×10^{-4}	4.20×10^{-5}	10.84
82^3	0.065	7.91×10^{-4}	1.38×10^{-4}	11.04

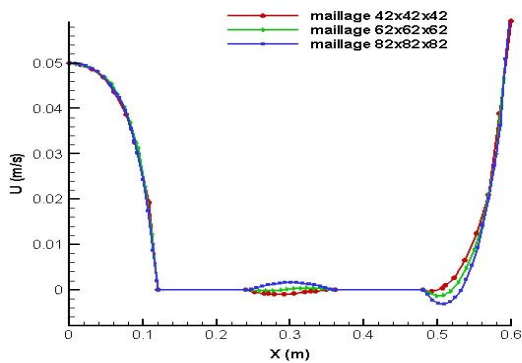


Fig 2. Profils de la composante de la vitesse horizontale u , au centre de la cavité pour différents maillages.

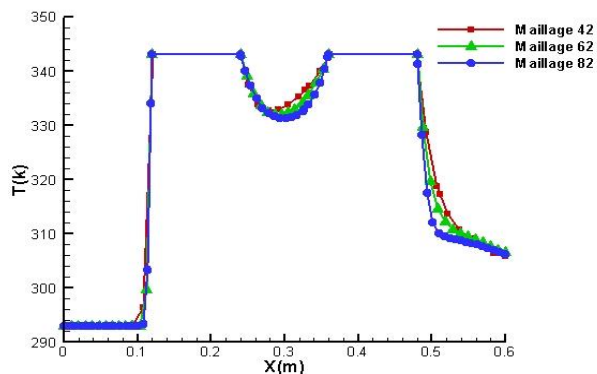


Fig 3. Profils de température T , au centre de la cavité pour différents maillages.

B. Comparaison des résultats

Pour donner plus de confiance à nos résultats numériques obtenus par le logiciel FLUENT, il est impératif

de les comparer avec les résultats des travaux antérieurs en relation avec le sujet.

Dans ce travail, nous avons fait une comparaison avec le travail numérique de Fariborz et al. 2014, et une comparaison avec les résultats analytiques obtenus par (Cengel, 1998) et les résultats expérimentale de McAdams (1954), de Kramers (1946) et de Jain and Goel (1976).

Sur le **Tab. II**, nous constatons un bon accord avec les résultats surtout pour un nombre de Reynolds élevé ($Re \geq 100$).

TABEAU II. COMPARAISON DE NOS RESULTATS AVEC CEUX DE LA LITTERATURE.

Re	Numoyen sur les parois des cylindres		
	Présent travail 3D (2018)	Fariborz et al.(2D) (2014)	Correlation (Cengel, 1998)
2	0.47	1.07	1.1
20	1.95	2.53	2.56
100	5.04	5.07	5.18
200	7.73	7.06	7.2
Re	McAdams (1954)	Kramers (1946)	Jain and Goel (1976)
2	1.11	1.11	-
20	2.58	2.67	-
100	5.23	5.49	5.52
200	7.22	7.6	7.63

V. EFFET DE LA DIMENSION DE LA CAVITE

Afin de voir l'effet de la dimension de la cavité sur champ de l'écoulement et le champ thermique nous faisons varier la dimension de la cavité pour trois valeurs considérables : $Ra = 2.54 \times 10^7$, $Ra = 5 \times 10^7$ et $Ra = 8.57 \times 10^7$. Le nombre de Reynolds est fixe à $Re = 350$.

Sur le **Tab. III**, nous présentons le nombre de Nusselt moyenne en fonction du nombre de Rayleigh. On remarque que le nombre de Nusselt moyen augmente en avec l'augmentation du Rayleigh. Notons que le nombre de Nusselt, Nu est le rapport de convection sur la conduction au niveau des sources cylindriques. Alors que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la dimension du box.

Sur **Fig. 4**, nous avons présenté les iso-surfaces de température et les trajectoires de quelques particules fluides dans le Box 3D pour différents nombre de Rayleigh.

on remarque que chaque fois Ra augmente, la zone bleues s'élargisse, c'est à dire se refroidi mieux et nous constatons bien que la structure dynamique de l'écoulement dépende fortement de la dimension géométrique de la cavité.

Tableau. III NOMBRE DE NUSSLETT EN FONCTION DE NOMBRE DE RAYLEIGH

Ra	2.54×10^7	5×10^7	8.57×10^7
Nu_{moy}	10.33	10.83	10.84

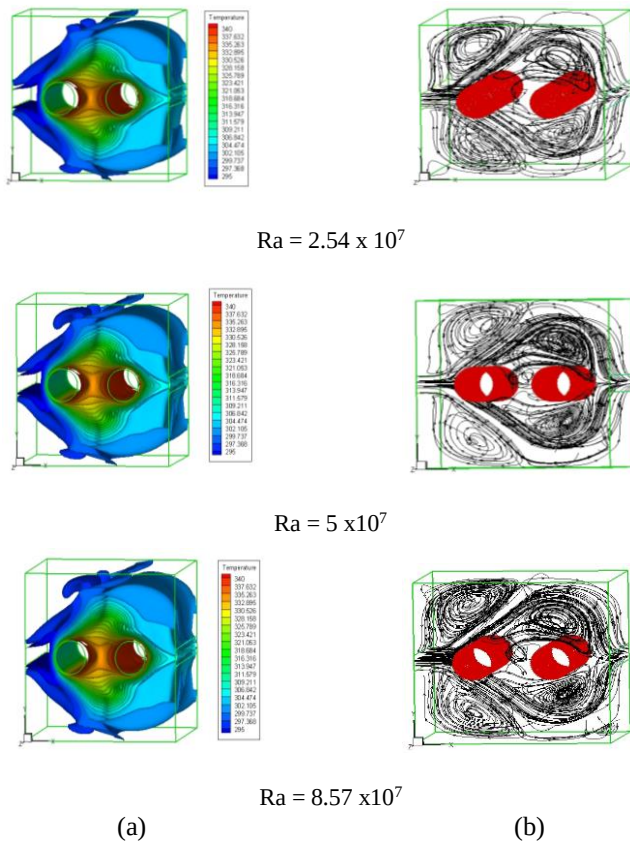


Fig 4. Iso-surfaces de température (a) et Trajectoire de quelques particules fluides dans la cavité 3D (b), pour différents nombres de Rayleigh.

VI. EFFET DE LA VITESSE DE VENTILATION

Nous intéressons dans cette section d'étudier l'effet de la vitesse de ventilation (Nombre de Reynolds) sur le refroidissement du box. Nous tenant le nombre de Rayleigh fixe à $Ra = 8.57 \times 10^7$ et en faisons varier le nombre de Reynolds : $Re = 2, 20, 100, 250, 350$ et 500 .

Sur le **Tab. IV**, nous avons présent le nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds. On remarque que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Re . Donc la ventilation du box est favorisée par l'augmentation du nombre de Reynolds Re .

Sur **Fig. 4**, nous avons présent les iso-surfaces de température et les trajectoires de particules fluide pour différents nombre de Reynolds. Nous constatons bien une

forte dépendance de la structure dynamique et thermique de l'écoulement en fonction de la vitesse de ventilation (Nombre de Reynolds).

Sur **Fig. 5**, nous avons illustré les profils de composante de vitesse U au centre de la cavité, pour différents nombres de Reynolds. On constate que la vitesse initiale commence à diminuer jusqu'à ce qu'elle soit freinée au niveau des sources grâce aux conditions d'adhérence. Ensuite, l'air sort avec une vitesse importante, et que cette vitesse augmente avec l'augmentation du Re . Ceci peut être expliqué par le faite que l'air gagne une quantité de chaleur lors du passage par les sources chaudes.

De même, nous constatons bien que la température de l'air sortant démunie avec l'augmentation du nombre de Reynolds (**Fig. 6**)

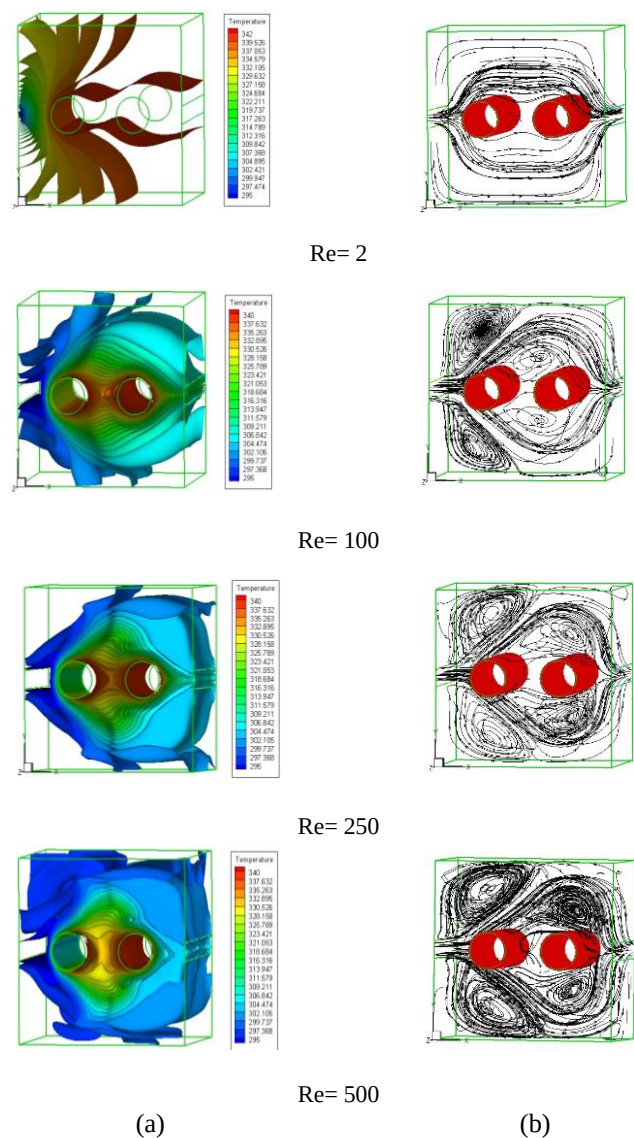


Fig. 4. Iso-surfaces de température (a) et Trajectoire de quelques particules fluides dans la cavité 3D (b) pour différents nombre de Reynolds.

Tableau. IV NOMBRE DE NUSSELT EN FONCTION DE NOMBRE DE REYNOLDS

Re	2	20	100	250	350	500
Nu	0.42	1.95	5.04	8.52	10.84	13.72

RÉFÉRENCES

- [1] Timothy J. Y. K.Vafai. Convective cooling heated obstacle in a channel, International Journal of Heat and Mass transfer vol 41 pp 3131-3148, 1998.
- [2] Wu-S.Fu T B.H.Tong. Numerical investigation of heat transfer characteristics of the heated blocks in the channel with transversally oscillating cylinder0 International Journal of Heat Transfer vol 4 7pp 341-351, 2004.
- [3] M. M. Mohamed. Air cooling characteristics of a uniform square modules array for electronic device heat sink. Applied Thermal engineering, 2005.
- [4] A.Korichi . Transfert convectif lors d'un écoulement oscillatoire en présence d'un barreau cylindrique. 17ème congrès français de Mécanique. Troyes – Septembre,2005.
- [5] N. Ouertatani , N. Ben Cheikh, B. Ben Bey,T. Lili et A. Campo . Mixed convection in a double lid-driven cubic cavity. International Journal of Thermal Sciences, Vol 48, Issue 7, 2009.
- [6] Fariborz Karimi Talkhoncheg, Hongtao Xu, Zhiyun Wang and Mo Yang. Numerical simulation of transient forced convection in a square enclosure containing two heated circular cylinders. International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow Vol. 26 No. 1, 2016.

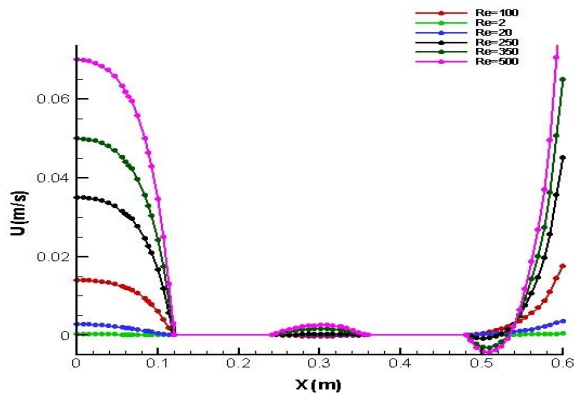


Fig. 5. Profils des composantes des vitesses U, au centre de la cavité pour différents nombre de Reynolds.

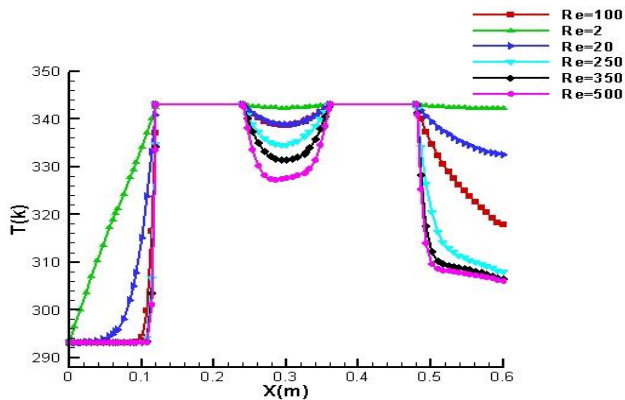


Fig. 6. Profils température, au centre de la cavité pour différents nombre de Reynold

VII. CONCLUSIONS

Dans ce travail, une simulation numérique de la convection forcée dans une cavité cubique contenant deux sources de chaleur cylindrique au milieu a été présentée. Le problème est étudié pour différentes dimension de la cavité (Ra), pour différents vitesse de ventilation (Re). Les résultats obtenus dans ce travail sont en bon accord avec des travaux antérieurs. Les résultats obtenus peuvent être donnés comme suite :

- La structure dynamique et thermique de l'écoulement dépende fortement de la dimension géométrique de la cavité.
- Une forte dépendance de la structure dynamique et thermique de l'écoulement en fonction de la vitesse de ventilation (Nombre de Reynolds).