

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR : **BENNACER BASMA**

OUMAMAR FERIEL

Thème

**Etude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée,
entraînée et chauffée partiellement par le bas, avec un fluide
newtonien et non-newtonien.**

Soutenu le 08/10/2020 devant le jury composé de:

Mr. F. MENDIL

Président

Mr. M. HAMDI

Rapporteur

Mr. A. SAHI

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020

Remerciement

Tout d'abord on remercie le dieu de nous avoir donné le courage de faire ce modeste travail.

Ensuite, on tient à remercier notre encadreur M. HAMDJ pour nous avoir parfaitement guidés tout au long de la réalisation de ce travail.

Nous adressons aussi nos remerciements les plus sincères à notre chef de département M. A. BENSLIMANE.

On remercie aussi M. SAHI d'avoir accepté de faire partie du jury et d'examiner notre travail.

Nous adressons aussi nos remerciements à M. MENDIL pour l'honneur qui il nous a fait de présider ce jury.

On remercie chaleureusement nôtres familles.

Par Basma et Ferial.

Dédicaces

Je dédie ce travail à :

Ma mère et mon père qui ont dédié leur vie pour moi.

*Mes deux sœurs et deux frères qui me protègent
toujours ; à mon oncle N.Ait abbas*

*A mes ami(e)s et ma collègue Ferial et à toute personne
que j'aime.*

Et à mon promoteur M. Hamdi.

Par : Basma.

Dédicaces

Je dédie ce travail à :

Ma très chère mère qui a été toujours avec moi et qui m'a beaucoup aidé, je tiens de la remercier infiniment.

Mon cher papa, qu'il repose en paix.

Mes adorables sœurs : Taous, Gouraya et Leticia.

Mon mari : Sofiane.

Et ma collègue : Basma

Par : Feriel

Liste des figures

Figure I. 1 : Comportement des fluides indépendant du temps.	4
Figure I. 2 : schéma d'une cavité carrée en présence d'un bloc isotherme Islam et <i>al.</i> [1].	8
Figure I. 3 : Conditions aux limites pour les 4 cas considérés Cheng et Liu [2].	9
Figure I. 4 : Domaine physique d'Ismaël et <i>al.</i> [4].	9
Figure I. 5 : cavité entraînée avec une paroi ondulée Nasrin et Parvin [5].	10
Figure I. 6 : Géométrie du problème de Basak et <i>al.</i> [6].	11
Figure I. 7 : Géométrie de l'étude de Kefayati et <i>al.</i> [7].	11
Figure I. 8 : schéma de problème d'Arani et <i>al.</i> [9].	12
Figure I. 9 : schéma de la cavité étudiée par Kalteh et <i>al.</i> [11].	13
Figure I. 10 : Géométrie de problème Chamkha et Abu-Nada [12].	13
Figure I. 11 : Schéma de problème de Mansouri et Mohamed [13].	14
Figure II. 1 : Géométrie de problème.	18
Figure III. 1. L'influence de maillage sur le nombre de Nusselt moyen.	27
Figure III. 2. Maillage choisi.	28
Figure III. 3. Comparaison des lignes de courants et d'isothermes pour un $Ra=10^4$ et $Pr=1000$ (a) Turan et al. (b) présent travail.	29
Figure III. 4. Les lignes de courant pour différents indices de comportement (n) à un $Re=10$	35
Figure III. 5. Les lignes d'isothermes pour différents indices de comportement (n) à un $Re=10$	36
Figure III. 6. Nusselt moyen en fonction de l'indice de comportement pour $Re=10$	37

Figure III. 7. Profile de vitesse V le long de l'horizontale pour différents de comportement et $Re=10$	37
Figure III. 8. Les lignes de courants pour un $Pr=100$ et différents indices n , et différents nombres de Reynolds.....	38
Figure III. 9. Les lignes d'isothermes pour un $Pr=100$ et différents indices n , avec différents nombres de Reynolds.....	39
Figure III. 10. Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds, pour différents indice de comportement n	40
Figure III. 11. Les Profiles de vitesses pour différents n et nombre de Reynolds.....	40
Figure III. 12. Les lignes de courants pour un $Re=100$ et différents nombres de Grashof et différents indices de comportement.....	41
Figure III. 13. Les lignes d'isothermes pour un $Re=100$ et différents nombres de Grashof et différents indices de comportements.....	42
Figure III. 14. Influence de nombre Grashoft sur le Nusselt moyen.....	43

Liste des tableaux

Tableau III. 1 Paramètres thermo-physiques.....	26
Tableau III. 2 Influence du maillage sur le nombre de Nusselt moyen.....	27

Nomenclature

Symboles	Définition	Unité(SI)
Cp	Chaleur spécifique	J / (kg. k)
g	Accélération d la pesanteur	m / s ²
H	Hauteur de la cavité	m
L	Longueur de la source	m
n	Indice de comportement rhéologique	-
p	Pression	Pa
P	Pression adimensionnelle	-
Q	Flux de chaleur	W
T	Température	k
u,v	composantes de la vitesse selon x et y	m / s
U,V	Vitesses adimensionnelles	-
X,Y	Cordonnées adimensionnelles	-

Symboles grecs

α	Diffusivité thermique	m^2/s
λ	Conductivité thermique	$\text{W} / \text{m} \cdot \text{k}$
β	Coefficient de dilatation du fluide	$1 / \text{k}$
	Pression constante (1/T)	
γ	Gradient de vitesse	-
η	Viscosité dynamique	$\text{kg} / \text{m} \cdot \text{s}$
ρ	Masse volumique	kg / m^3

Groupements adimensionnels

Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
Gr	Nombre de Grashof
Ri	Nombre de Richardson
Nu	Nombre de Nusselt

Sommaire

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Dédicaces	iii
Liste des figures	iv
Liste des tableaux	v
Nomenclature	vi
Introduction générale	1
Chapitre I : Etude bibliographique sur la convection mixte	
I. 1. Introduction.....	3
I. 2. La convection mixte.....	3
I. 3. Généralités sur les fluides non-Newtonien.....	3
I. 3. 1. Comportement stationnaire	3
I. 3. 2. Comportement dépendant du temps.....	7
I. 3. 3. Fluides viscoélastique.....	7
I. 4. Recherche bibliographique.....	8
Chapitre II : Position et formulation mathématique du problème.	
II. 1. Introduction.....	17
II. 2. Géométrie du problème.....	17
II. 2. 1. Les hypothèses simplificatrices.....	18
II. 3. Les équations sous forme dimensionnelles.....	19

II. 3. 1. L'équation de continuité.....	19
II. 3. 2. L'équation de conservation de mouvement.....	19
II. 3. 3. L'équation de l'énergie	20
II. 4. Les équations sous forme adimensionnelles.....	21
II. 4. 1. Les nombres sans dimension.....	22
II. 5. Méthode numérique.....	24
II. 5. 1. Convergence.....	24
II. 6. Conclusion.....	25

Chapitre III : Résultats et Discussion

III.1. Introduction.....	26
III. 2. Propriétés de fluide.....	26
III. 3. Choix du maillage.....	26
III. 4. Validation du code.....	28
III. 5. Résultats et discussion.....	30
III. 5. 1. Influence de l'indice de comportement.....	30
III. 5. 1. 1. Champ dynamique.....	30
III. 5. 1. 2. Champ thermique.....	30
III. 5. 1.3. Transfert de chaleur.....	30
III. 5. 1. 4. Profile de vitesses.....	31
III. 5. 2. Influence de Reynolds.....	31
III. 5. 2. 1. Le champ dynamique.....	31
III. 5. 2. 2. Le champ thermique.....	31
III. 5. 2. 3. Transfert de chaleur.....	32
III. 5. 2. 4. Profile de vitesses	32

III. 5. 3. Influence de Grashof.....	33
III. 5. 3. 1. Le champ dynamique.....	33
III. 5. 3. 2. Le champ thermique.....	33
III. 5. 3. 3. Transfert de chaleur.....	33
III. 5. 4. Conclusion.....	34
Conclusion générale.....	44
Références bibliographique	45

Introduction Générale

Introduction générale

Le transfert de chaleur est fréquemment rencontré dans la nature et dans différents systèmes industriels. Il résulte d'une interaction complexe au sein d'un milieu ou entre deux milieux dès qu'il y a un gradient de température, cette interaction est responsable de la diversité des écoulements qui en résultent. La convection thermique est un des trois modes (conduction, convection, rayonnement) du transfert de chaleur qui a une importance vitale aussi bien dans le domaine fondamentale que dans les domaines des applications telles que, les capteurs solaires, les échangeurs de chaleur, le refroidissement des composants électroniques et des réacteurs nucléaires ainsi que dans d'autres procédés chimiques et industriels.

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluides. Ensuite ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie, celle-ci est à présent emmagasinée dans les particules fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de densité résultant des gradients de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée. Si les deux coexistent simultanément, sans que l'une ne soit négligeable par rapport à l'autre, la convection est dite convection mixte.

On s'intéressera dans le présent travail à l'analyse physique par modélisation numérique du phénomène de la convection mixte dans la cavité entraînée, l'objectif est de comprendre la

variation de plusieurs paramètres géométrique tels la forme de la cavité et l'influence de différents nombres adimensionnels comme, comme le nombre de Grashof, nombre de Reynolds, nombre de Prandlt, ainsi que l'indice de comportement.

Ce phénomène physique de la convection mixte est d'une nature complexe en raison du caractère non linéaire de ces équations (équation de Navier-stokes)

Faisant suite à cette introduction générale la présente étude est structurée en trois chapitres, le premier chapitre est consacré à des généralités sur les fluides newtoniens et non-newtoniens ainsi que une synthèse bibliographique concernant certains travaux antérieurs sur cette thématique.

Le deuxième chapitre comprend le domaine d'étude, ainsi que la formulation mathématique de problème fondée sur les équations de continuité et de quantité de mouvement couplées avec l'équation d'énergie ainsi que la présentation de la méthode numérique qui consiste en méthode des volumes finis sa mise en œuvre pour la discrétisation d'équations types.

Le troisième chapitre est dédié à la validation du modèle adopté et à l'interprétation des différents résultats des simulations numériques effectués.

On a terminé par une conclusion générale qui résume tous les résultats obtenus dans cette étude.

Chapitre I

**Généralité et recherche
bibliographique**

Chapitre I. Généralités et recherche bibliographique

I.1. Introduction

L'analyse de l'écoulement et de transfert de chaleur dans les cavités entraînées est l'un des problèmes les plus étudiés actuellement. De nombreuses recherches ont été effectuées, avec diverses combinaisons de gradient de température imposés et de configuration de la cavité. En effet, la configuration de la cavité entraînée est rencontrée dans de nombreuses applications industrielles et phénomènes naturels tels que les centrales thermiques, les industries pétrochimiques, l'aérospatiale et les capteurs solaires.

I. 2. La convection mixte

La convection mixte correspond au couplage de deux phénomènes : **convection naturelle** qui est produite par les différences de densité entre les particules chaudes et celles qui sont moins chaudes existant au sein d'un fluide situé dans un champ de forces massiques, et **la convection forcée** où le mouvement du fluide est causé par l'action des forces extérieures au processus qui lui imprime des vitesses de déplacement plus ou moins importantes. Cependant, dans de nombreuses applications, nous traitons soit d'un écoulement convectif majoritairement forcé dans lequel les effets de la flottabilité sont petits, mais considérables, soit d'un écoulement à flottabilité prédominante dans lequel une contribution de l'écoulement forcé non-également présente.

I.3. Généralités sur les fluides non newtoniens

Les fluides non-newtoniens sont définis comme des fluides pour lesquels le tenseur des extra-tensions ne peut pas être exprimé comme une fonction linéaire et isotrope des composantes du tenseur de vitesse de déformation. Si le modèle du "fluide newtonien" décrit bien la très grande majorité des substances fluides à caractère moléculaire simple tels que les gaz, la vapeur,

ou les liquides chimiquement simples (l'eau, l'air et quelques huiles simples en sont des exemples), il existe un bon nombre de fluides, dont certains, sont d'usage très courant, qui ont un comportement "sous écoulement plus complexe" qui ne peut être prédit par le modèle newtonien.

I.3. 1. Comportement stationnaire

De nombreux modèles, reliant la contrainte de cisaillement au taux de cisaillement $\dot{\gamma}$, ont été développés afin de décrire le comportement rhéologique. Dont les principaux sont représentés dans la Figure (I. 1), qui décrit l'allure des courbes contrainte en fonction du taux de cisaillement.

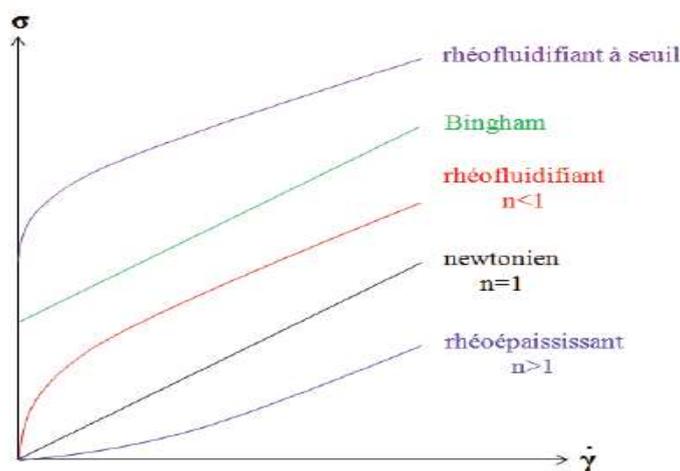


Figure I. 1 : Comportement des fluides indépendant du temps.

a) Fluides newtoniens

La majorité des fluides rencontrés dans la nature sont Newtoniens. L'eau et l'air en sont les exemples les plus représentatifs. Le comportement d'un fluide Newtonien est caractérisé par une dépendance linéaire entre les composantes du tenseur des contraintes et les valeurs instantanées du tenseur des déformations. La loi de comportement la plus simple est celle obtenue pour un fluide newtonien qui est une relation biunivoque entre la contrainte et le taux de cisaillement:

$$\sigma = \eta \dot{\gamma} \quad (\text{I. 1})$$

Où η est la viscosité dynamique du fluide.

Avec

$$\dot{\gamma} = \frac{\partial u}{\partial y}$$

b) Fluides rhé fluidifiants et dilatants

Les fluides rhés fluidifiants (pseudos plastiques) ont une viscosité qui diminue lorsque le taux de cisaillement (gradient de vitesse) augmente. De nombreux fluides montrent ce comportement : sang, shampoing, latex en caoutchouc, peintures, ou encore solutions de polymères.

À l'inverse, le fluide rhé épaississant (dilatants) dont la viscosité croît avec le taux de cisaillement. Ce comportement, est moins fréquent que celui des fluides pseudos plastiques, toutefois certaines suspensions concentrées et le sable mouillé ont un comportement rhé épaississants (l'accroissement des frottements, dû à la disparition du liquide interstitiel lors de la mise en mouvement du milieu, fait apparaître des cavités et la viscosité dynamique apparente diminue.

De nombreux modèles ont été élaborés pour rendre compte de l'écoulement rhé fluidifiant et rhé épaississant d'un fluide, donnant autant de modèles phénoménologiques pour la viscosité.

Une loi empirique très utilisée pour la variation de la viscosité avec le gradient de vitesse est *la loi de puissance*, proposée par Ostwald en 1925:

$$\sigma = k \dot{\gamma} \quad \text{et} \quad \eta = k \dot{\gamma}^{n-1} \quad (\text{I. 2})$$

Où k est une constante et n est un exposant qui traduit l'écart au comportement newtonien:

Pour $n < 1$ le fluide est pseudo plastique (rhéofluidifiant).

Pour $n = 1$ le fluide est newtonien.

Pour $n > 1$ le fluide est rhé épaississant (dilatant).

Il existe d'autres modèles plus sophistiqués que la loi de puissance pour décrire le comportement de la viscosité en fonction du cisaillement, par exemple le modèle de Carreau-Yassuda, de Cross ou d'Ellis, qui tiennent en compte des plateaux de la viscosité à cisaillement nul est infini.

- *Modèle de Carreau-Yassuda:*

$$\frac{\eta - \eta_{\infty}}{\eta_0 - \eta_{\infty}} = \left(1 + \left(\lambda_1 \dot{\gamma} \right)^b \right)^{(n-1)/b}$$

- *Modèle de Cross:*

$$\frac{\eta - \eta_{\infty}}{\eta_0 - \eta_{\infty}} = \frac{1}{1 + \left(\lambda_1 \dot{\gamma} \right)^n}$$

- *Modèle d'Ellis:*

$$\frac{\eta - \eta_{\infty}}{\eta_0 - \eta_{\infty}} = \frac{1}{1 + (\lambda_2 \sigma)^n}$$

Où a , λ_2 et n sont des constantes, λ_1 est un temps caractéristique de relaxation, σ est une contrainte, η_0 et η_{∞} sont respectivement la viscosité à cisaillement nul et infini.

c) *Les fluides à seuil (viscoplastiques)*

Les fluides à contrainte critique sont des milieux qui tiennent à la fois du solide et du fluide : ils refusent obstinément de s'écouler si on ne les pousse pas assez fort, c'est à dire si la contrainte appliquée reste inférieure à un seuil critique. En gros, ceci est dû au fait que, au repos, il existe dans ces milieux une structure tridimensionnelle rigide qui est détruite lorsque la contrainte devient supérieure à la contrainte critique. Autrement, dans le cas des fluides à seuil, un paramètre supplémentaire apparaît dans les modèles, c'est la contrainte seuil σ_y . Si la contrainte appliquée reste inférieure à cette valeur et pour une échelle de temps donnée, le matériau se comporte comme un solide. Dans le cas où la contrainte appliquée est supérieure à cette valeur le matériau se comporte comme un fluide.

Dans cette catégorie de fluides, on peut citer, par exemple: les pâtes de fruits et de chocolats, les graisses, les pommades, le dentifrice, etc.

Les trois modèles les plus utilisés pour caractériser les fluides à seuil sont: le modèle de Bingham (1922), le modèle d' Herschel-Bulkley (1926) qui généralise le modèle de Bingham et le modèle Casson (1959).

- *Modèle de Bingham:*

$$\sigma = \sigma_y + \eta_{pl} \cdot \dot{\gamma}$$

Où η_{pl} est la viscosité plastique.

- *Modèle d' Herschel-Bulkley:*

$$\sigma = \sigma_y + k \cdot \dot{\gamma}^n$$

Où k est la consistance du fluide et n l'indice d'écoulement.

- *Modèle Casson:*

$$\sqrt{\sigma} = \sqrt{\sigma_y} + \sqrt{\eta_{pl} \cdot \dot{\gamma}}$$

Où σ_y , est la contrainte seuil ou seuil de plasticité et η_{pl} est appelé la viscosité plastique.

Ces trois types de fluides (Fluides rhé fluidifiants, dilatants et à seuil) sont appelés aussi fluides *quasi-newtoniens* car la relation entre la contrainte (σ) et la déformation (D) est explicite mais n'est pas linéaire comme c'est le cas pour les fluides newtoniens.

I. 3. 2. Comportement dépendant du temps

Certains fluides peuvent présenter des caractéristiques d'écoulement dépendant des traitements antérieurs qu'ils ont subis. Le comportement des fluides dépendant du temps peut encore être subdivisé en Thixotropie et Réopérisz.

a) fluides Thixotropes

Les fluides thixotropes ont une viscosité qui diminue avec le temps quand une contrainte constante leur est appliquée. Par définition la thixotropie est une variation réversible de la viscosité lorsqu'un fluide est soumis à une sollicitation. Cela suppose que dès que la contrainte appliquée est arrêtée, la viscosité du matériau augmente de nouveau jusqu'à atteindre sa valeur d'origine au bout d'un certain temps. Les exemples de la vie courante sont nombreux : produits alimentaire comme le yaourt, crèmes cosmétiques ou encore suspension d'argiles et peintures.

b) fluides rhéopéctiques

La réopérisz est le phénomène inverse de la thixotropie : le fluide durcit par agitation (sa viscosité augmente avec le temps), par exemple : les suspensions aqueuses de gypse.

I. 3. 3. Fluides viscoélastiques

Les fluides viscoélastiques se caractérisent par leur capacité à présenter un comportement variable selon le temps de sollicitation auquel le matériau est soumis. La réponse de celui-ci à une sollicitation (élongation ou cisaillement) présente à la fois le comportement d'un solide élastique (déformation instantanée avec stockage d'énergie) et le comportement d'un fluide visqueux (déformation continue avec dissipation d'énergie). A l'arrêt de la sollicitation, le matériau reprend en partie sa forme initiale ou peu éventuellement se rompre dans le cas de sollicitations trop importantes (exemples: la pâte de silicone qui rebondit instantanément comme une balle élastique mais finit par s'étaler au bout de quelques minutes comme un fluide visqueux).

I. 4. Recherche bibliographique

Bien que les premières études relatives à la convection datent du début du siècle dernier, ce phénomène reste à ce jour, l'un des sujets les plus étudiés en mécanique des fluides. La convection mixte dans des cavités carrées entraînées (Fig. I. 1) a été abordé dans beaucoup de travaux de recherches, Cela tient principalement à deux raisons : la simplicité de sa géométrie et la très grande richesse des phénomènes physiques pouvant être observés dans cet écoulement.

Parmi eux, ont trouvé **Islam et al.** [1] qui ont étudié numériquement par la méthode des volumes finis la convection mixte dans une cavité carrée entraînée par la paroi supérieure dont toutes les parois sont adiabatiques munie d'un bloc porté à une température chaude. Le transfert thermique est étudié en fonction des paramètres suivants : la dimension du bloc, sa position et le nombre de Richardson ($Ri = 0.1, 1, 10$). Les résultats obtenus montrent que le nombre de Nusselt moyen ne dépend que des dimensions du bloc et de nombre de Richardson, par contre la position du bloc n'en a aucune influence sur le transfert de chaleur.

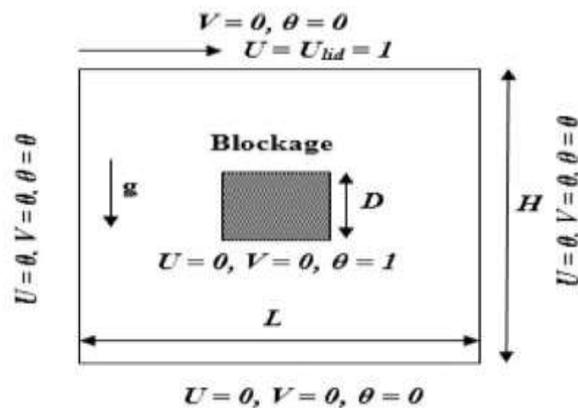


Figure I. 2 : schéma d'une cavité carrée en présence d'un bloc isotherme **Islam et al.** [1].

Cheng et Liu [2] ont fait une étude sur l'effet de l'orientation du gradient de température sur le transfert de chaleur dans une cavité entraînée, ils ont envisagés 4 cas dont où la cavité est entraînée par la paroi supérieure et pour chaque cas ils changent les conditions aux limites thermiques des parois. Leurs résultats montrent que le nombre de Richardson et la direction de gradient de température influent considérablement sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur à l'intérieur de l'enceinte. Le nombre de Nusselt moyen indique que le taux de transfert de chaleur augmente avec la diminution de nombre de Richardson sans se soucier de l'orientation du gradient thermique considéré.

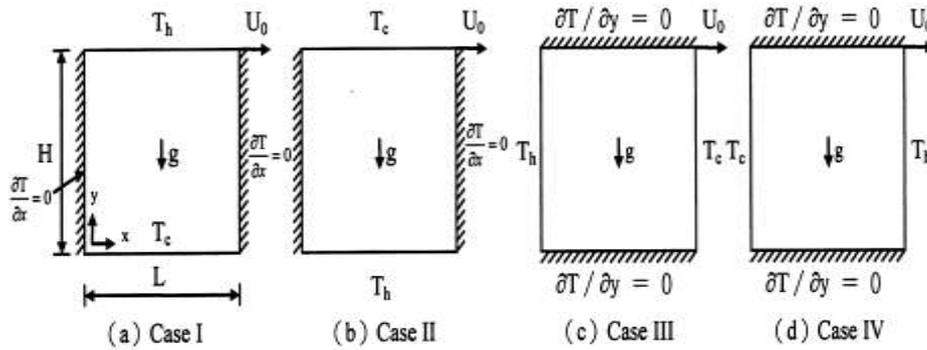


Figure I. 3 : Conditions aux limites pour les 4 cas considérés **Cheng et Liu [2]**.

Dans la même perspective, **Cheng [3]** a étudié l’écoulement et le transfert de chaleur dans une cavité carrée entraînée. La simulation numérique a été faite pour différents nombres de Reynolds ($10 \leq Re \leq 2200$), Grashof ($100 \leq Gr \leq 4.84 \cdot 10^6$), Prandtl ($0.01 \leq Pr \leq 50$) et nombres de Richardson ($0.01 \leq Ri \leq 100$). Leur résultat montre que le taux de transfert de chaleur augmente continuellement avec l’augmentation des nombres Reynolds et Grashof pour un $Ri=0.01$, contrairement pour $0.5 \leq Ri \leq 100$ une chute soudaine du nombre de Nusselt est observée.

Ismaël et al. [4] ont fait une étude sur la convection mixte dans une cavité carrée dont ou la cavité est doublement entraînée par les deux parois supérieures et inférieures et les paramètres étudiés sont : le déplacement des parois mobiles et le nombre de Richardson et ils ont montré que la convection est minimale pour des valeurs critiques du paramètre pareil du glissement.

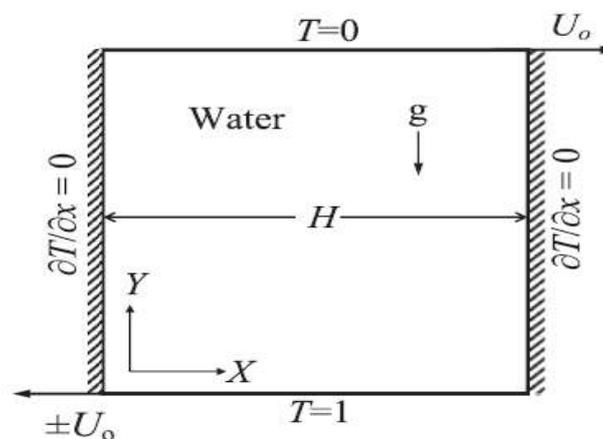


Figure I. 4 : Domaine physique d’**Ismaël et al. [4]**.

Nasrin et Parvin [5] ont étudié numériquement l’écoulement de la convection mixte dans une cavité carrée entraînée avec la paroi inférieure ondulée sous l’effet d’un champ magnétique

dont les parois verticales de la cavité sont isolées tandis que la paroi ondulée est maintenue à une température chaude. Différents paramètres ont été étudiés, le nombre de Reynolds (Re), le nombre de Hartmann (Ha), le nombre d'ondulation (λ), le nombre de Prandtl (Pr) et le nombre de Rayleigh (Ra). Les résultats de leur étude montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de nombre de d'ondulations et de nombre de Reynolds, tandis qu'il diminue avec l'augmentation de nombre de Hartmann.

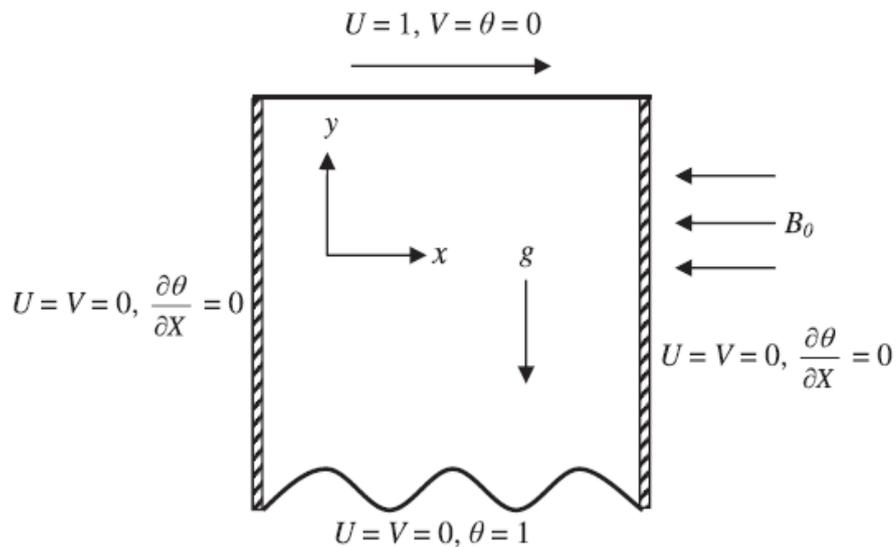


Figure I.5 : cavité entraînée avec une paroi ondulée Nasrin et Parvin [5].

Basak et al. [6] ont analysé l'écoulement de la convection mixte dans une cavité carrée entraînée avec un chauffage uniforme et non uniforme, dont les parois verticales sont maintenues à une température froide et constante, tandis que la paroi supérieure est isolée. L'étude est faite pour différents nombres de Grashof, Reynolds et Prandtl. Leurs résultats montrent que l'augmentation de nombre Reynolds produit une transition de la convection naturelle à la convection forcée et transition de la conduction à la convection en augmentant le nombre de Gr . En outre, la forme du nombre de Nusselt local n'est pas la même entre chauffage uniforme et non-uniforme

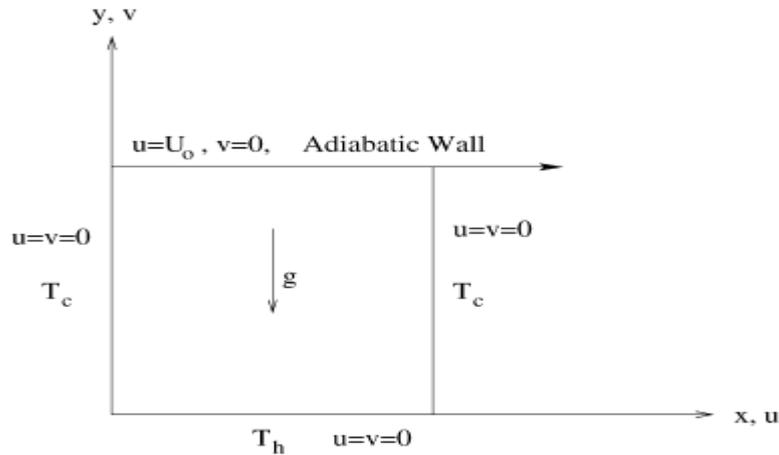


Figure I.6 : Géométrie du problème de **Basak et al.** [6].

L'étude de l'effet d'un champ magnétique sur la convection mixte a été faite par, **Kefayati et al.** [7] qui ont utilisé la méthode de Boltzmann dans une cavité carré entraînée et chauffée linéairement. Plusieurs paramètres ont été analysés, à savoir, le nombre de Hartmann (0 - 100), le nombre de Richardson (0.01 - 100) avec deux directions du champ magnétique (horizontale et verticale). Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Richardson entraîne une augmentation du taux de transfert de chaleur et il diminue avec le nombre Hartmann quelques soit le nombre de Richardson et la direction du champ magnétique. En outre, le champ magnétique et sa direction influent considérablement sur le transfert de chaleur à l'intérieur de l'enceinte.

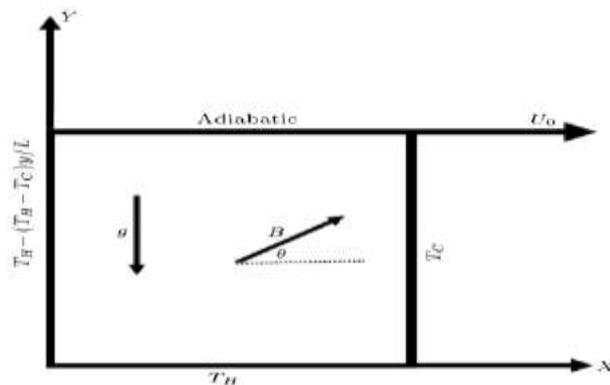


Figure I.7 : Géométrie de l'étude de **Kefayati et al.** [7].

Ben Cheikh et al. [8] ont mené une étude tridimensionnelle portant sur les effets du rapprochement des parois latérales d'une cavité entraînée sur la nature de l'écoulement. Des expériences numériques ont été effectuées à l'aide d'un code numérique basé sur la méthode des

volumes finis. Leurs résultats montrent que Pour un nombre de Reynolds fixe (1000), le rapprochement des parois latérales a pour effet de modifier les structures tourbillonnaires au sein de l'écoulement de façon non négligeable. Des structures de plus en plus complexes sont, en effet, observées lorsque le rapport de forme transverse diminue. Ce rapprochement a également pour effet de diminuer la transmission de l'énergie cinétique de la paroi d'entraînement vers le fond de la cavité.

Le transfert thermique peut être amélioré positivement en employant divers méthodes dont l'utilisation des nano fluides. Parmi eux, ont trouve, **Arani et al.** [9] qui ont étudié l'écoulement numériquement de la convection mixte dans une cavité carrée entraîné en présence d'un nano fluide (Cu-eau) dont les parois horizontale et verticales sont adiabatiques et les parois latérales portés à une température sinusoïdale. L'étude à été effectuer pour un des nombres $Ri = 1, 10$. Ils ont constaté que lorsque le nombre de Reynolds est constant, le taux du transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson.

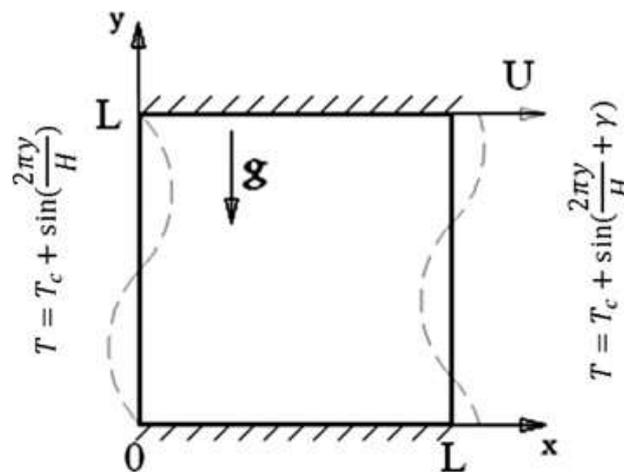


Figure I.8 : schéma de problème d'**Arani et al.** [9].

De même, pour **Mahmoudi et al.** [10] qui ont analysé numériquement la convection mixte dans une cavité carrée en présence d'un nano fluide (cuivre-eau). Plusieurs paramètres ont été étudiés, nombre de Re (50 – 1000), nombre de Ri (0 – 10) et pour différents fraction volumique (0 – 0.05). Les résultats ont montrés que le taux de transfert de chaleur dépend fortement de la position de l'entrée de l'écoulement et que pour les nombres de Richardson élevés, la présence de nanoparticules augmente le taux de transfert de chaleur.

Kalteh et al. [11] ont étudié numériquement l'écoulement laminaire par convection mixte dans une cavité carrée entraînée en présence d'une source de chaleur triangulaire remplie par nano fluide à base d'eau, les parois latérales gauche et inferieure sont adiabatiques, les parois

latérale droite et supérieure sont supposées froides. Leurs résultats montrent qu'en augmentant le nombre de Reynolds et en diminuant la taille de la source de chaleur, le nombre de Nusselt moyen augmente.

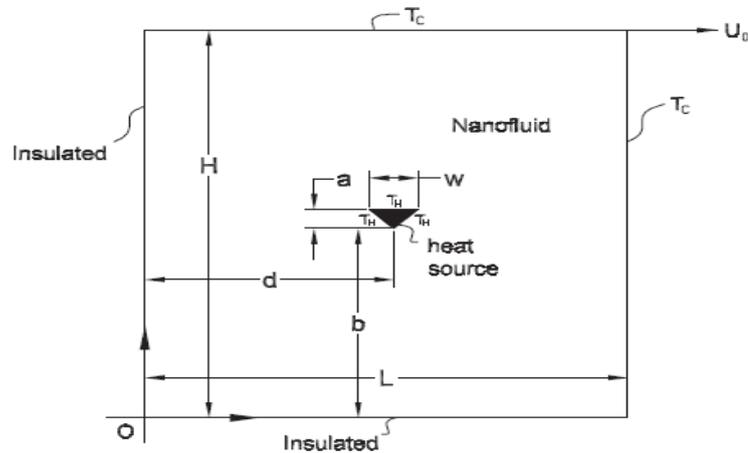


Figure I.9 : schéma de la cavité étudiée par Kalteh et al. [11].

Chamkha et Abu-Nada [12] ont fait une étude sur la convection mixte dans une cavité carrée doublement entraînée en présence d'un nanofluide (eau- Al_2O_3) par la méthode des volumes finis, deux modèles de viscosité ont été utilisés à savoir le modèle de Brinkman et la corrélation de Pak et Cho. Leur étude montre que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation des fractions volumique des nanoparticules pour les moyens et grands nombres de Richardson.

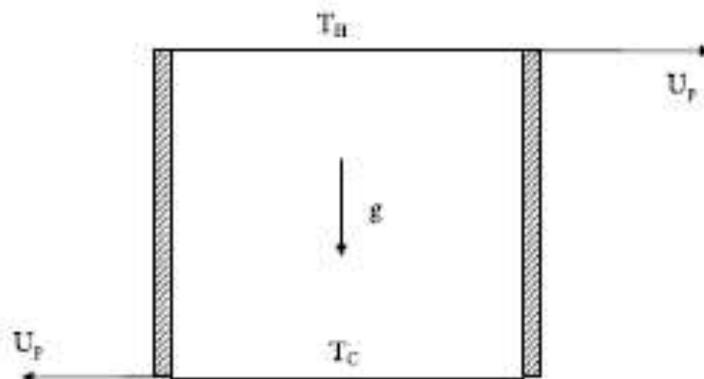


Figure I.10 : Géométrie de problème Chamkha et Abu-Nada [12].

Mansour et al [13] ont mené une étude sur la convection mixte dans une cavité carrée entraînée pareillement chauffé par le bas par une source de chaleur. Différents paramètres ont été utilisés dans leur étude, le nombre de Reynolds, la fraction volumique,

la variation de nanofluide, l'emplacement de la source de chaleur. Leurs résultats montrent que la température de nanofluide augmente avec l'augmentation de la longueur de source de chaleur et que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.

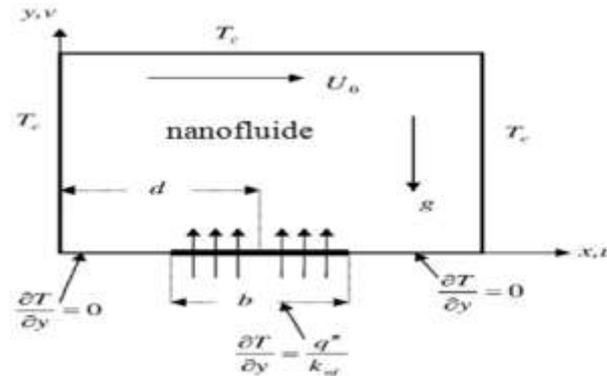


Figure I.11 : Schéma de problème de **Mansouri et Mohamed [13]**.

Une analyse de la convection forcée dans une cavité à section carrée 3D partiellement rempli d'un milieu poreux saturée par fluide non newtonien en loi de puissance a été menée par **Nebali et Bouhaded [14]**. Leurs résultats indiquent, entre autres, que le rapport de conductivité thermique poreux- fluide a un fort impact sur l'amélioration de transfert de chaleur à grande perméabilité. Ils ont trouvé aussi que la présence du substrat poreux provoque une augmentation significative de la perte de charge qui s'avère plus importante avec les fluides dilatants ($n > 1$).

Kefayati [15] a analysé l'effet d'un champ magnétique horizontal sur l'écoulement d'un fluide non-Newtonien (sang) basé sur le modèle de la loi de puissance dans une cavité carrée doublement entraînée, l'étude a été réalisée pour certains paramètres; nombre de Reynolds ($Re = 100, 400$ et 1000), nombre de Stuart ($N = 0, 1, 10$ et 50) et l'indice de la loi de puissance ($n = 0.6, 1$ et 1.4). Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds accroît les effets du champ magnétique sur l'écoulement sanguin. De plus, la baisse de l'indice de la loi de puissance augmente l'influence du champ magnétique sur l'écoulement.

Récemment, **Nayak et al. [16]** ont étudié numériquement l'écoulement de la convection thermosolutale forcée dans une cavité entraînée remplie d'un fluide non-Newtonien décrit par la loi de puissance (également connu sous le nom du modèle; *Ostwald-de Waele*) avec une température discrète et des gradients de masse le long des parois latérales. Un aperçu détaillé des effets de différents paramètres physique tels que, le nombre de Reynolds ($0 \leq Re \leq 200$), le

nombre de Grashof ($Gr_T = 100$), l'indice du puissance ($0.2 \leq n \leq 1$) et le nombre de Lewis ($1 \leq Le \leq 10$) sur l'écoulement et les transferts de chaleur et de masse ont été présentés. Les résultats révèlent que l'emplacement des zones de chauffage et de refroidissement ont une contribution importante sur les échanges et que le taux du transfert de chaleur se révèle être maximal en minimisant la longueur de la source de chaleur et en maximisant l'indice de la loi de puissance.

Nirmalkar et Chhabra [17] ont étudié la convection mixte d'une sphère chauffée immergée dans un fluide non-Newtonien régi par la loi de puissance pour différents paramètres à savoir; le nombre de Reynolds, nombre de Prandtl, nombre de Richardson et l'indice de comportement fluide. Leurs résultats montrent que le taux du transfert de chaleur augmente avec les nombres de Reynolds, de Prandtl et de Richardson. D'autres parts, les fluides pseudos plastiques ($n < 1$) favorisent le transfert de chaleur plus que dans le cas de fluide Newtonien, et comme prévu les fluides dilatants ($n > 1$) l'entravent quelque peu (Fig. I.17).

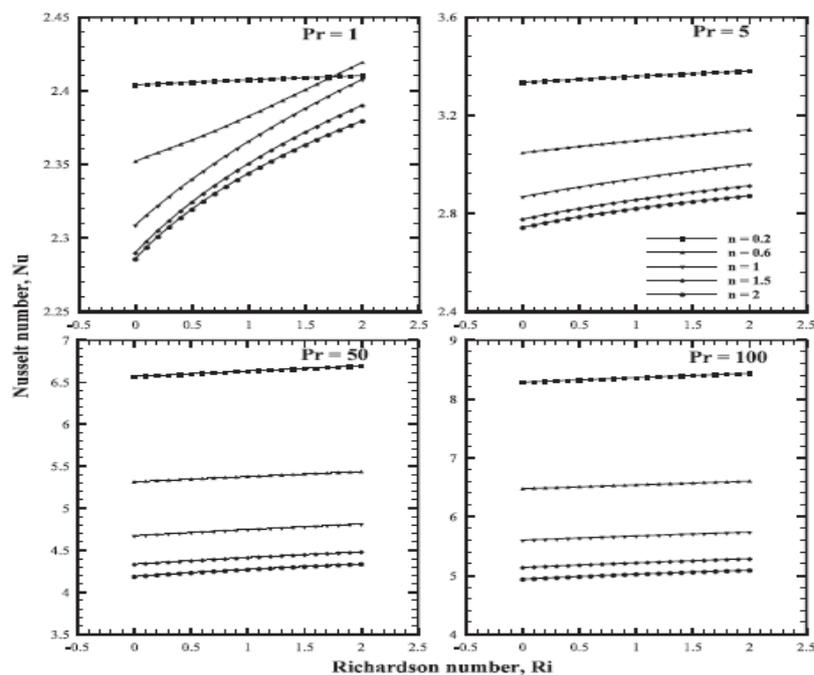


Figure I. 12 : Nusselt moyen pour **Nirmalkar et Chhabra [17]**.

L'étude numérique de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire verticale avec un fluide non-Newtonien obéissant au modèle loi de puissance a été menée par **Turan et al. [19]**. Leurs résultats montrent que les caractéristiques de l'écoulement et le taux du transfert de chaleur sont sensibles à la variation de l'indice de comportement de fluide (n)

I. 5. Conclusion

Cette recherche bibliographique, nous a permis de constater qu'il existe des travaux portant sur l'écoulement de la convection mixte dans des cavités carrées et dans des différents milieux soit avec des fluides Newtoniens ou avec des fluides non-Newtoniens et avec aussi les nano fluides. Étude de cet écoulement (convection mixte) a non seulement un intérêt fondamental, comme par exemple comprendre l'interaction entre le mouvement cisailé dû à la paroi mobile et l'écoulement de la convection naturelle dû à l'effet de la flottabilité, mais aussi un intérêt pratique. En effet, elle permet d'expliquer certains phénomènes météorologiques, ainsi que dans des applications industrielles à forts enjeux économiques.

Chapitre II

Position et formulation mathématique du problème

Chapitre II : Position et formulation mathématique du problème

II.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la mise en équations du problème physique considéré en utilisant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Ces dernières expriment les principes fondamentaux de la physique.

On commence par l'écriture des équations sous leurs formes générales, puis on passera aux différents traitements de ces équations ainsi que les conditions aux limites associés.

II.2. Description de problème

II.2.1 Géométrie étudié

La configuration étudiée est représentée sur la figure (II.1), il s'agit d'une cavité carrée bidimensionnel de coté H , remplie d'un fluide non-newtonien régis par la loi de puissance (voir chapitre I). La cavité contient une source de chaleur sur la paroi inférieure, la paroi supérieure est entraînée par une vitesse constante u_0 et portée à une température froide T_C et le reste des parois sont considérés adiabatiques. La source de chaleur de longueur L est portée à une température chaude T_H .

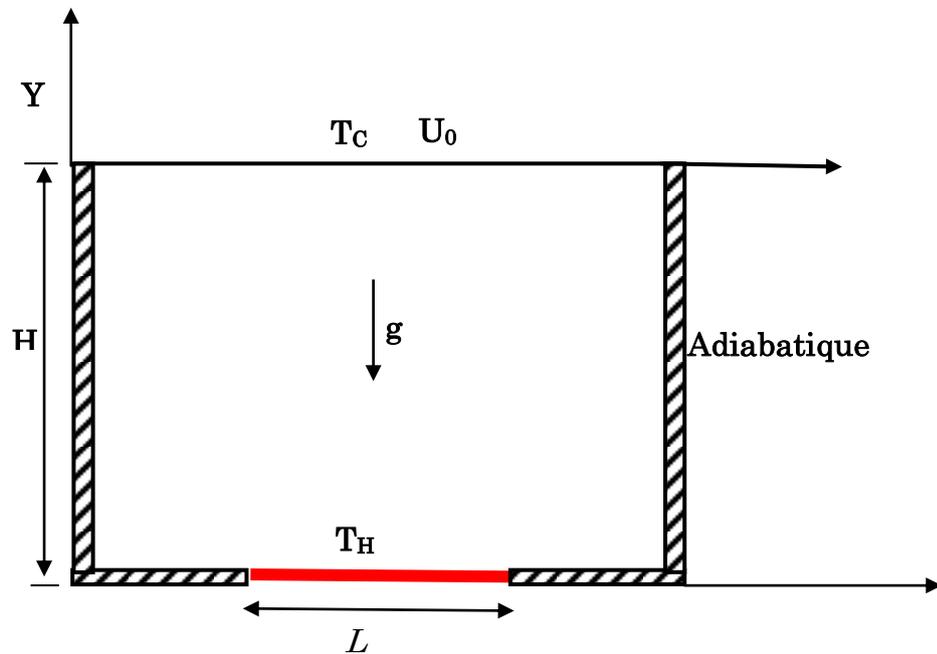


Figure II. 1 : Géométrie du problème.

II.2.2. les hypothèses simplificatrices

Nous allons considérés les approximations suivants :

- Le régime d'écoulement est laminaire.
- L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel (x, y).
- Le fluide est incompressible.
- La dissipation visqueuse est négligeable.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Les propriétés physiques du fluide sont constantes : sauf la masse volumique, qui obéit à l'approximation de Boussinesq. Elle repose sur deux hypothèses, d'une part, elle postule que la masse volumique est constante dans tous les termes sauf pour le cas de force de volume (ρg), d'autre part, elle suppose un écart de température entre les surfaces actives de la cavité < 100 °C. En se limitant, au premier terme du développement de ρ en terme de température, on peut écrire :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II.1})$$

ρ_0 et β étant respectivement la masse volumique à la température de référence T_0 et le coefficient de dilatation volumique à pression constante :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

- Le fluide est non-newtonien, la viscosité varie selon la loi de la puissance.

$$\sigma = k \dot{\gamma} \quad \text{et} \quad \eta = k \dot{\gamma}^{n-1}$$

Où k est une constante (consistance) et n est un exposant qui traduit l'écart au comportement newtonien (voire Chapitre I).

II .3 Les équations sous formes dimensionnelles

II. 3. 1 L'équation de continuité

L'équation de continuité traduit le principe de conservation de la masse au sein d'un écoulement. L'établissement de cette équation local repose sur un bilan de masse de fluide au sein d'un élément de volume pendant un temps élémentaire.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{II.2})$$

Pour un écoulement incompressible ($\rho = \text{cst}$) en régime transitoire, l'équation (II.2) devient :

$$\text{div}(\vec{V}) = 0 \quad (\text{II.3})$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.4})$$

II. 3. 2 L'équation de conservation 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.

$$\rho \left[\frac{d\vec{V}}{dt} + (\vec{V} \cdot \text{grad}) \cdot \vec{V} \right] = \vec{F} - \text{grad} p + \mu \Delta \vec{V} \quad (\text{II.5})$$

$\rho \frac{d\vec{V}}{dt}$: Représente le taux de variation de quantité de mouvement.

$\vec{grad}p$: Représente les forces dues à la pression.

$\mu\Delta\vec{V}$: Représente les force de viscosité.

\vec{F} : Représente les forces de volume (forces de gravité).

Selon (Ox) :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.6})$$

Selon (Ox) :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_0) \quad (\text{II.7})$$

II. 3. 3 L'équation de l'énergie

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique.

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{T} \overrightarrow{grad} T \right) = \lambda \Delta T + \varphi \quad (\text{II.8})$$

Avec (φ) est la fonction de dissipation visqueuse

λ : Désigne la conductivité thermique.

C_p : Chaleur spécifique a pression constante.

ρ : Masse volumique.

L'équation (II.8) devient :

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \lambda \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II.9})$$

Les conditions aux limites

1) La paroi supérieur : $u = U_0$; $v = 0$; $T = T_C$

2) La source chaude : $u = v = 0$; $T = T_H$

3) Le reste des parois : $u = v = 0$; $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$ (n normale à la direction)

II. 4. Les équations sous formes adimensionnelles

La forme adimensionnelle est utilisée afin de trouver des solutions générales aux problèmes physiques indépendamment des systèmes de mesures, et pour réduire le nombre de paramètres de notre étude, elle permet aussi la simplification de la résolution des systèmes d'équations. Pour faire apparaître les paramètres de contrôle du problème étudié, il est nécessaire d'introduire des grandeurs de référence.

Les grandeurs caractéristiques :

H : Hauteur caractéristique.

 U_0 : Vitesse caractéristique. $\rho_0 U_0^2$: Pression caractéristique. $\Delta T_{ref} = T_H - T_C$ Température de référence.Les variables adimensionnelles :

A partir de ces grandeurs caractéristiques, on définit les variables ci-dessous qui serviront à rendre adimensionnelles les équations précédentes

$$X = \frac{x}{H}$$

$$Y = \frac{y}{H}$$

$$V = \frac{v}{U_0}$$

$$U = \frac{u}{U_0}$$

$$P = \frac{p}{\rho_0 U_0^2}$$

$$\theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C}$$

Le système d'équation adimensionnel s'écrit :

- **L'équation de continuité**

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.10})$$

- **L'équation de conservation de mouvement**

Selon (OX) :

$$\left[U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right] = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.11})$$

Selon (OY) :

$$\left[U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right] = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + \frac{Gr}{\text{Re}^2} \theta \quad (\text{II.12})$$

- **Equation d'énergie**

$$\left[U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right] = \frac{1}{\text{Re Pr}} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.13})$$

Conditions limites

- 1) La paroi supérieur : $U = 1$; $V = 0$; $\theta = 0$
- 2) La source chaude : $U = V = 0$; $\theta = 1$
- 3) Le reste des parois : $U = V = 0$; $\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$ (n normale à la direction)

II. 4. 2 Les nombres sans dimension

Les équations de conservation ont permis d'obtenir les nombres adimensionnels, qui caractérisent l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité. On les définit de la manière suivante en fonction de l'indice n : [15-16-17]

- **Nombre de Reynolds :**

C'est un nombre adimensionnel qui représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses, il caractérise le régime d'un écoulement (laminaire, transitoire, turbulent).

$$Re = \frac{\rho U^{2-n} H^n}{k}$$

- **Nombre de Grashof :**

Le nombre de Grashof est un nombre adimensionnel qui caractérise la convection naturelle dans un fluide. Il correspond au rapport des forces de la gravité sur les forces visqueuses.

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta \Delta T U^{2(1-n)} H^{(2n+1)}}{k^2}$$

- **Nombre de Richardson :**

C'est un nombre qui caractérise la convection mixte :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

- **Nombre de Prandtl :**

Il représente le rapport entre la viscosité cinématique (ν) et la diffusivité thermique (α_f) :

$$Pr = \frac{C_P k}{\lambda} \left(\frac{U}{H} \right)^{n-1}$$

- **Nombre de Nusselt :**

L'intensité du transfert thermique est représentée par le nombre de Nusselt, il représente le rapport entre le flux convectif sur le flux conductif. Le nombre de Nusselt n'est pas directement utilisable. Seul le coefficient (h), calculé à partir du nombre de Nusselt, est d'une utilité pratique.

$$Nu = \frac{h H}{\lambda}$$

On trouve dans la littérature de nombreuses corrélations entre nombre de Nusselt, nombre de Reynolds, nombre de Prandtl et ainsi que d'autres paramètres. Ces corrélations permettent de déterminer le nombre de Nusselt et d'en déduire le coefficient de transfert thermique.

II. 5. Méthode numérique

Les équations de conservation régissant le phénomène de la convection mixte sont des équations différentielles aux dérivés partielles non linéaires. En raison de leur complexité, ces équations sont résolues à l'aide des techniques numérique. Plusieurs méthodes numériques sont disponibles dans la littérature, on cite la méthode des volumes finis, des éléments finis et différences finis.

La méthode des volumes finis a été décrite pour la première fois en 1972 par **Patankar** et **Spalding** est publié en 1980 par **Patankar** [18]. Le principe de cette méthode consiste à définir à l'intérieur du domaine de calcul une grille de point appelés nœuds, chaque nœud se trouve entouré par un volume élémentaire sur lequel on va intégrer les équations aux dérivés partielles dans le but de les discrétiser. En résumé, les étapes de la méthode sont :

- Discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle ;
- Formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles ;
- Écriture des équations algébriques aux nœuds du maillage ;
- Résolution du système algébrique linéaire obtenu.

II. 5. 1 Convergence

On dit qu'un processus itératif a atteint la convergence lorsque les itérations ultérieures ne produisent aucun changement significatif dans les valeurs des variables de problème. Pratiquement, on exprime cette convergence par test d'arrêt du processus itératif appelé aussi «critère de convergence». C'est-à-dire, lorsque l'écart de températures et les composantes de vitesse entre deux itérations est inférieur à 10^{-6} et 10^{-5} , respectivement.

II. 6 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons défini le problème à traiter ainsi que le modèle mathématique adéquat, ce dernier est constitué d'un système d'équations, complété par des conditions limites. Il s'agit d'un système d'équations très complexe. Donc l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable. Dans notre étude, on a utilisé la méthode des volumes finis.

Dans le prochain chapitre, résultats et discussion, nous allons voir l'influence de certains paramètres (nombre de Reynolds, indice de comportement n et longueur de la source) sur le comportement thermique et dynamique.

Chapitre III

Résultats et discussion

Chapitre III : Résultats et discussion

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons tous les résultats obtenus de nos simulations concernant l'étude de la convection mixte dans une cavité entraînée. Rappelons que cette dernière est de forme carrée de côté H , contenant une source de chaleur dans le bas, entraîné par une paroi supérieur. Ou, on va présenter l'influence de plusieurs paramètres, l'influence de l'indice du comportement, le nombre de Reynolds ainsi que le nombre de Grashof.

III. 2. Propriétés du fluide

Le fluide utilisé est donné dans le tableau suivant pour un $Pr = 100$.

Masse volumique (ρ_0)	Viscosité dynamique (μ)	Conductivité thermique (λ)	Chaleur spécifique (C_p)	Diffusivité thermique (α)	Coefficient d'expansion thermique (β)
810.3	0.0005344	1.1327	2441	6.708×10^{-8}	0.0007

Tableau III.1: Paramètres thermo physiques.

III. 3. Choix du maillage

L'influence du maillage sur la solution numérique a été examinée avant de passer aux calculs de notre étude. En considérant un nombre de $Pr = 0,7$ (air), un nombre de Reynolds de 100 et un nombre de Grashof de 10^3 . Nous avons testé l'influencée six maillages différents, 40×40 , 60×60 , 80×80 , 100×100 , 120×120 et 140×140 nœuds sur le nombre de Nusselt moyen.

D'après le tableau III.1, nous constatons que le nombre de Nusselt moyen devient insensible au nombre de nœuds à partir de la grille 120×120 . De ce fait, nous avons opté pour

le maillage 120×120 nœuds (Figure III.1) pour tous nos calculs, pour obtenir d'une manière qualitative des résultats précis avec un minimum du temps de calcul.

Grille	40×40	60×60	80×80	100×100	120×120	140×140
Nusselt moyen	4,849	4,867	4,876	4,880	4,882	4,882

Tableau III.2: Influence du maillage sur le nombre de Nusselt moyen.

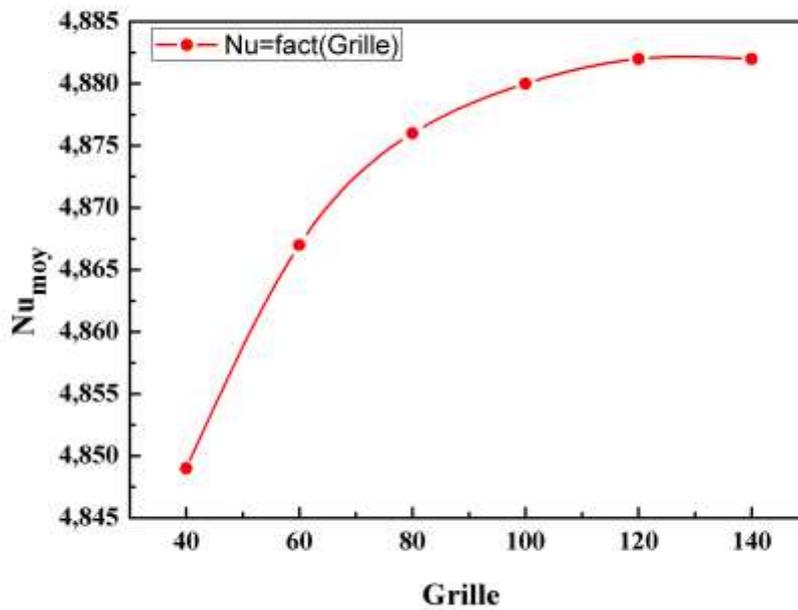


Figure III. 1. L'influence de maillage sur le nombre de Nusselt moyen.

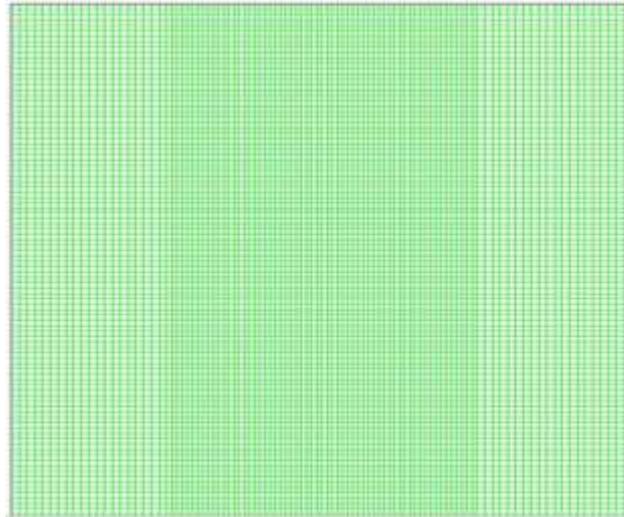


Figure III.2. Maillage choisi.

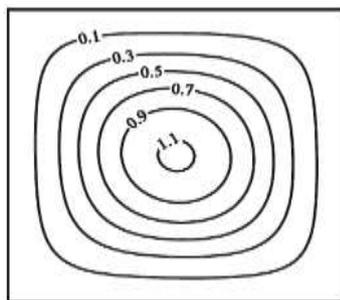
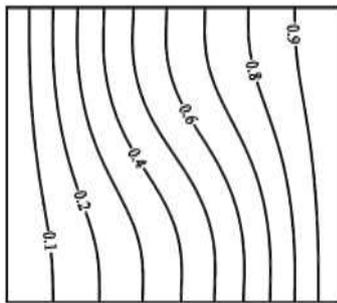
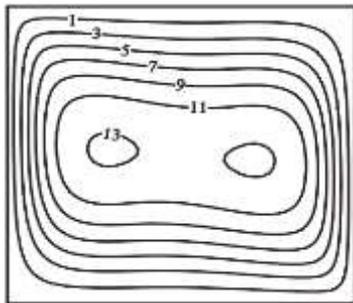
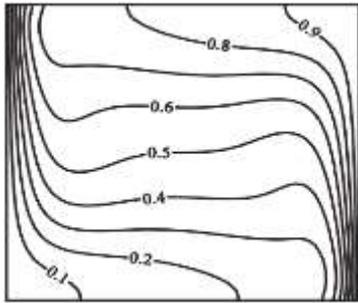
III.4. Validation du code

La validation du modèle mathématique par le code de fluent, a été faite en comparant nos résultats obtenus avec ceux de **Turan et al.** Ces derniers ont étudiés la convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'un fluide non-Newtonien obéissant au modèle de la loi de la puissance, pour différentes indices de comportement ($n=0.6$ et 1.8) et nombre de Rayleigh ($Ra=10^3$ 10^4 10^5 et 10^6) avec un nombre de Prandtl ($Pr=1000$).

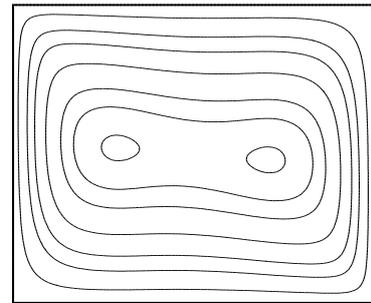
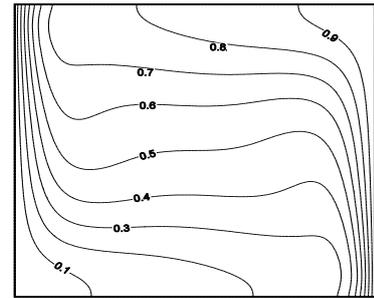
Les figures (III.3) représentent une comparaison des lignes de température et du courant ainsi que les profils de Nusselt moyen. D'une manière générale, nos simulations numériques présentent une bonne concordance avec celle de **Turan et al.** [19]

Dans cette partie nous avons montrés que nos solutions numériques sont en parfait accord avec les études trouvées dans la littérature, ce qui permet de donner plus de crédibilité et fiabilité à notre procédure numérique

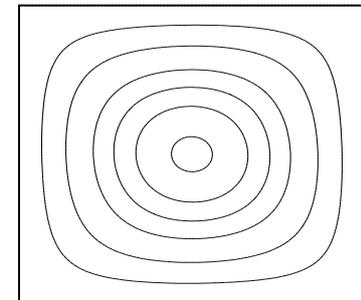
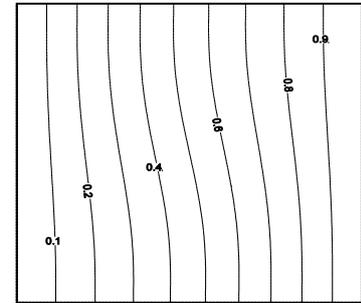
(a) Turan et al.



(b) Présent travail.



n=0.6



n=1.8

Figure III.3. Comparaison des lignes de courants et d'isothermes pour un $Ra=10^4$ et

$Pr=1000$ (a) **Turan et al.** [19] (b) présent travail.

III.5 Résultats et discussion

III. 5.1 Influence de l'indice de comportement

En vue d'analyser l'effet du l'indice de comportement sur le champ d'écoulement et le champ thermique, nos simulations ont été faites pour un nombre de Reynolds ($Re=10$), un nombre de Grashof ($Gr = 10^3$), un nombre de Prandtl ($Pr=100$) et différents indices de comportement ($n=0.6, 0.8, 1, 1.2, 1.4$ et 1.6).

III. 5. 1. 1 Champ dynamique

La figure (III. 4) montre l'évolution de la structure du champ d'écoulement donné par des lignes de courant pour différent indice de comportement nous remarquons pour les fluides rhéofluidifiants et les fluides newtoniens ($n=0.6, n=0.8, n=1$) la structure d'écoulement est formé par une seule grande tourbillonne qui occupe la totalité de l'enceinte.

Pour les fluides dilatants ($n= 1.2$ et $n=1.4$) on remarque l'apparition de deux cellules l'une située a la paroi supérieur et l'autre au coin droite inférieur de la cavité, la seconde cellule déparerait complètement et le tourbillon primaire occupes la totalité de l'enceinte ceci pour $n=1.6$.

III. 5. 1. 2 Champ thermique

En examinant les figures (III. 5), décrivant l'évolution du champ de température en fonction de l'indice de comportement nous remarquons que les contours d'isothermes sont aplatis au voisinage de la source de chaleur et les cellules de recirculation présentent une couche limite épaisse dans les parois de l'enceinte l'orque l'indice de comportement $0.6 < n < 1.2$.

Pour les fluides dilatants $n=1.4$ et $n=1.6$, les contours d'isothermes sont trop développés et les gradients de températures sont très grands avec une concentration d'isothermes dans toute l'enceinte.

III. 5. 1. 3 Transfert de chaleur

Le taux de transfert de chaleur est présenté en termes du nombre de Nusselt. La figure (III. 6) représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du l'indice de comportement, on remarque que le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation du l'indice de

comportement, il est clair que l'augmentation de l'indice de comportement n de 0.6 à 1.6, l'effet de la convection diminue et la conduction devient dominante.

III. 5. 1. 4 Profil de vitesse

Les analyses précédentes sont confirmées par la figure (III.7) qui montre de la vitesse verticale (V) à ($y=0.5$) pour différents indices de comportement.

On remarque que le profil de la vitesse radiale augmente avec l'augmentation de l'indice de comportement n , ce qui démontre que la circulation du fluide est plus confortable et le processus de convection augmente avec la réduction de l'indice de comportement rhéologique.

III. 5. 2 Influence de Reynolds

Dans le but d'examiner l'effet du nombre de Reynolds sur l'écoulement en convection mixte, nos simulations numériques ont été faites pour $Re=10, 100$, et 1000 et différents indices de n ($n=0.8, 1, 1.4$) en fixant le nombre de Grashof ($Gr=1000$).

III. 5. 2. 1 Champ dynamique

La Figure (III. 8) montre l'évolution de la structure du champ d'écoulement donnée par des lignes de courant pour différents nombres de Reynolds, nous remarquons l'apparition d'une grande cellule de recirculation pour $Re=10$ et 100 avec les indices de comportement n ($n=0.8$ et 1) et le volume de cette cellule devient très important en augmentant le nombre de Reynolds ($Re=1000$) au fur et à mesure le nombre de Reynolds augmente (convection forcée prédominante) ce qui explique l'augmentation de la cellule.

Pour les fluides dilatants ($n=1.4$) avec un faible nombre de Reynolds ($Re=10$) on remarque que l'apparition de deux cellules l'une située dans la paroi supérieure et l'autre au coin droit inférieur de la cavité, pour $Re=100$ on remarque la disparition de la cellule située au coin droit inférieur et affaiblie considérablement et le volume de la cellule située au haut de la paroi supérieure de la cavité devient très important jusqu'à qu'il occupe la totalité de la cavité pour un grand nombre de Reynolds ($Re=1000$).

III. 5. 2. 2 Champ thermique

En examinant les figures (III. 9), décrivant l'évolution du champ de température en fonction du nombre de Reynolds et l'indice de comportement, nous remarquons que les contours

d'isothermes sont très serrés et aplatis au voisinage de la source de chaleur et nous remarquons aussi les contours d'isothermes s'étendent à partir de la source de chaleur et présentent une couche limite épaisse dans les parois de l'enceinte et les cellules de recirculations sont en cours de développement lorsque l'indice de comportement $n=0.8$ et 1 avec $Re=10$.

Lorsque $Re=100$ et 1000 on remarque que les contours d'isothermes se réduit considérablement au niveau des faces de l'enceinte jusqu'à s'aplatent totalement au niveaux de la source de chaleur.

Pour les fluides dilatants ($n=1.4$) avec un faible nombre de Reynolds $Re=10$ on remarque que les cellules de recirculations sont trop développés et occupes presque tout l'espace de l'enceinte et les gradients de températures sont très grandes et on remarque aussi une concentration dense d'isotherme dans toute l'enceinte, ce qui diminue considérablement en augmentant le nombre de Reynolds ($Re=1000$).

III. 5. 2. 3 Transfert de chaleur

En examinant la figure (III. 10) donnant la variation de nombre de Nusselt moyen de la source de chaleur en fonction de nombre de Reynolds on remarque que les fluides qu'est ont un ($n=0.8$ et $n=1$) ont le même nombre de Nusselt au long de la variation de nombre de Reynolds on augmentant le Reynolds le nombre de Nusselt augmente, et pour $n=1.4$ le Nusselt moyen augmente proportionnellement avec le nombre de Reynolds.

Dans les trois types de fluide au $Re=1000$ le nombre de Nusselt sont égaux.

III. 5. 2. 4 Profile de vitesse

Les profils des vitesses pour différents indices de comportement n et différents nombre de Reynolds sont décrits sur la figure (III. 11). En générale, les profils confirment la structure de l'écoulement présentée précédemment, commençant par des valeurs maximales près de la paroi inférieure, indiquant que la configuration de l'écoulement est monocellulaire ce qui confirme la structure des contours de courants sur la figure (III. 8).

En outre, on remarque que la vitesse augmente avec la diminution de l'indice de comportement en augmentant le nombre de Reynolds, ce qui démontre que la circulation du fluide est beaucoup plus confortable et le processus de convection augmente.

III. 5. 3 Influence de Grashof

Dans le but d'examiner l'effet du nombre de Grashof sur l'écoulement en convection mixte, nos simulations numériques ont été faites pour $Gr=1000, 10000$, et 100000 et différents indices de n ($n=0.8, 1, 1.4$) en fixant le nombre de Grashof ($Re=100$).

III. 5. 3. 1 Champ dynamique

Pour un écoulement lent, caractérisé par un $Re=100$, $Gr=1000$ et 10000 et $0.8 \leq n \leq 1.4$ la structure de l'écoulement dans la figure (III. 12) présentée sous forme d'une seule grande cellule tournant dans le sens de la paroi supérieure entraînée et occupant la moitié de l'enceinte.

En augmentant le nombre de Grashof à 10^5 les lignes de courant se présente d'une seule grande cellule qui occupe la totalité de l'enceinte.

III. 5. 3. 2 Champ thermique

La figure (III.13) montre Les contours d'isothermes qui sont présentés sous formes des lignes aplatis et concentrés sur la source chaude ceci pour un $Re=100$, $Gr=10^3$ et $Gr=10^4$ pour différents indices de comportement.

En augmentant le nombre de Grashof à $Gr=10^5$ on remarque que les lignes d'isothermes sont très serrées au niveau de la source chaude pour différents indice de comportement.

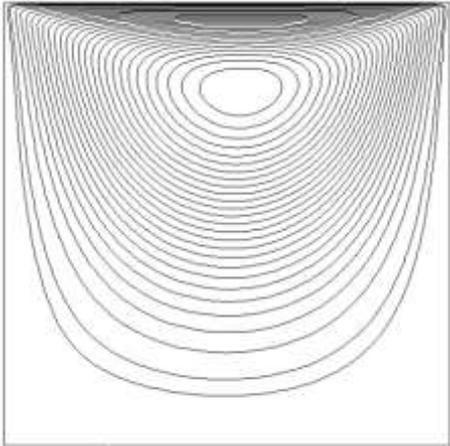
III. 5. 3. 3 Transfert de chaleur

Le taux de transfert de chaleur est présenté en termes de nombre de Nusselt moyen. Pour les cas considérés, la figure (III. 14) représente la variation de Nusselt moyen le long de la source de chaleur en fonction de Grashof et pour différents indice de comportement.

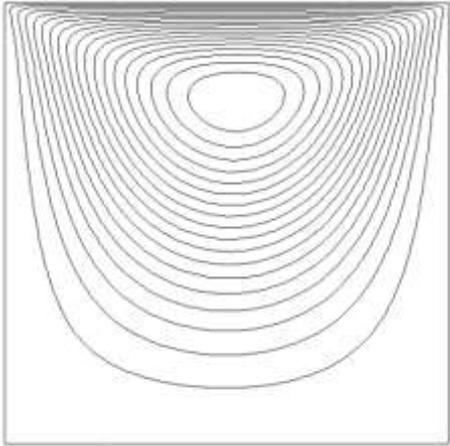
Le nombre de Grashof avec différents indices de comportement n'entraîne aucun changement significatif sur le nombre de Nusselt cela veut dire que, le nombre de Nusselt dépend fortement du nombre de Reynolds, l'augmentation de ce dernier améliore considérablement les échange thermiques à l'intérieur de l'enceinte.

III. 5. 4 Conclusion

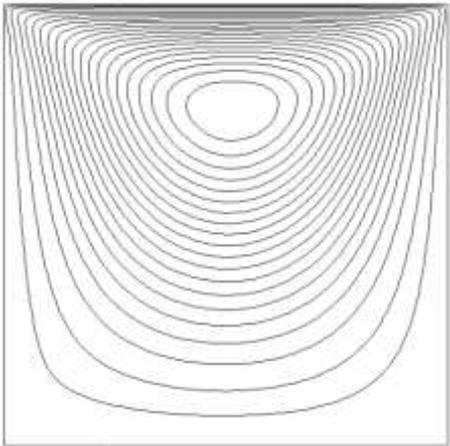
- L'indice de comportement n , qui est une fonction de la viscosité apparente à un impact directe sur la convection mixte. En comparaison des fluides Newtoniens ($n=1$) et les fluides pseudos plastiques ($n<1$) amplifiant l'écoulement et le transfert thermique, les fluides dilatants ($n>1$) stagnent les transferts à l'intérieur de la cavité.
- Le taux de transfert de chaleur augmente avec la diminution de l'indice de comportement quel que soit les nombres de Reynolds.
- Le taux de transfert de chaleur augmente avec le nombre de Reynolds pour les fluides Newtoniens et rhéofluidifiants.
- L'augmentation du nombre de Reynolds engendre la domination de la convection forcée qui se caractérise par l'augmentation du taux de transfert de chaleur dans l'enceinte.
- Pour tous les nombre de Reynolds et différents indice de comportement le nombre de Grashof ($Gr \leq 10^5$) n'entraîne aucun changement significatif sur le taux de transfert thermique.



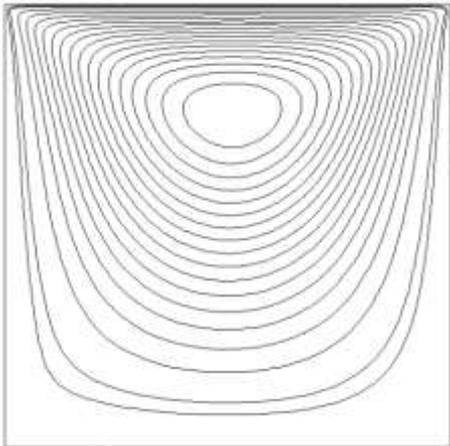
n=0.6



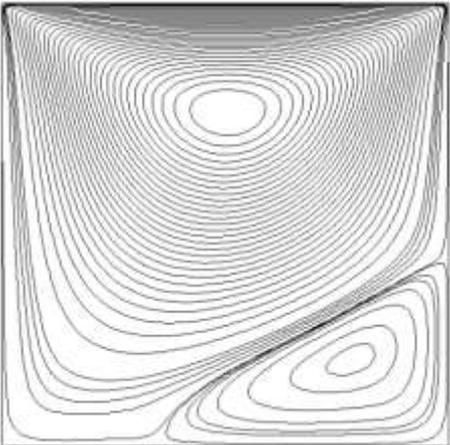
n=0.8



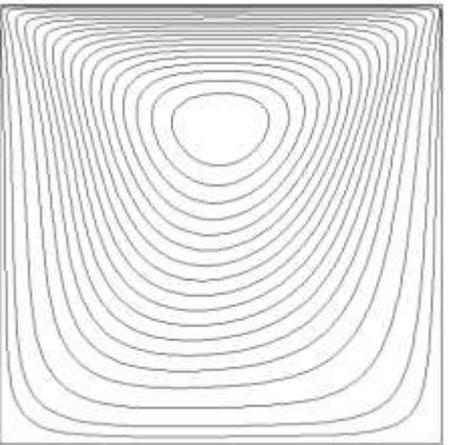
n=1



n=1.2

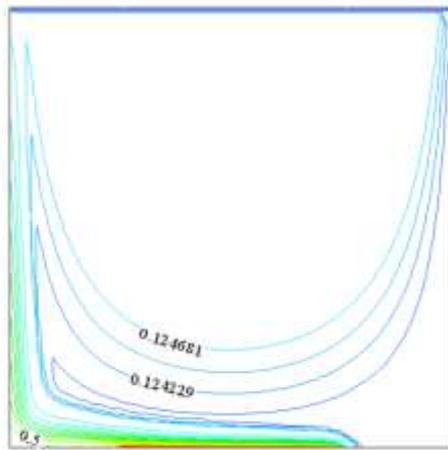


n=1.4

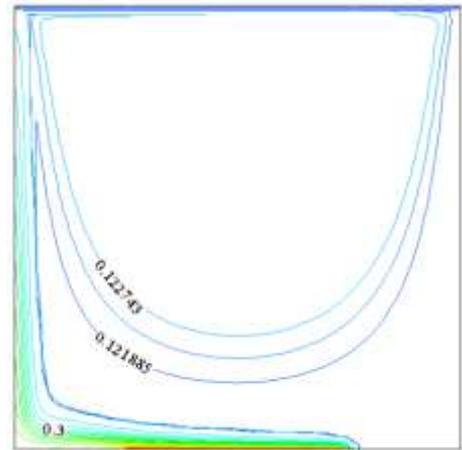


n=1.6

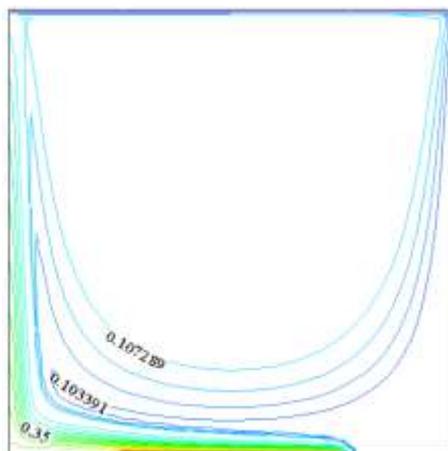
Figure III. 4. Les lignes de courant pour différents indices de comportement (n) à un $Re= 10$.



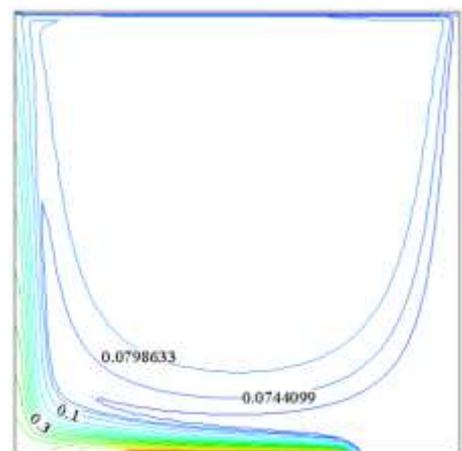
n=0.6



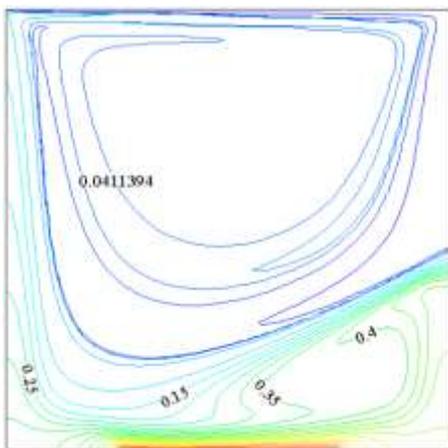
n=0.8



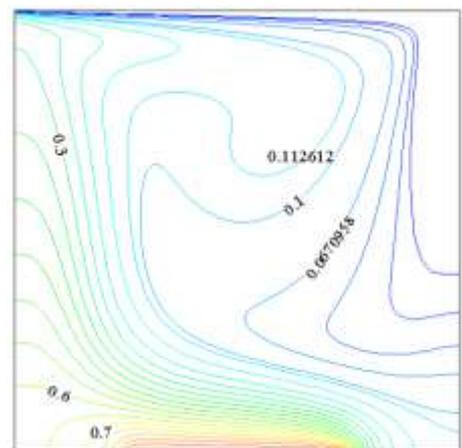
n=1



n=1.2



n=1.4



n=1.6

Figure III. 5. Les lignes d'isothermes pour différents indices de comportement (n) à un $Re=10$.

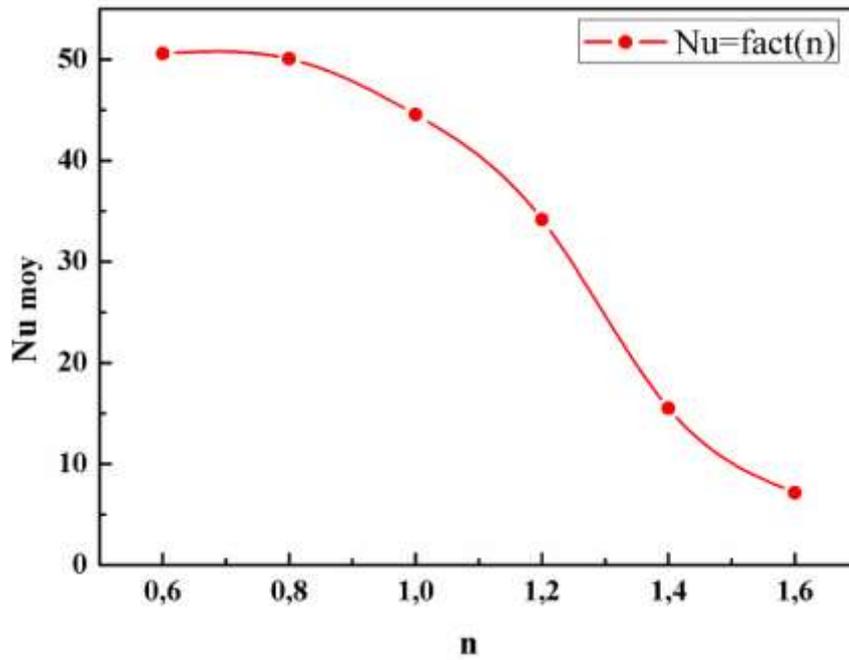


Figure III. 6. Nusselt moyen en fonction de l'indice de comportement pour $Re = 10$.

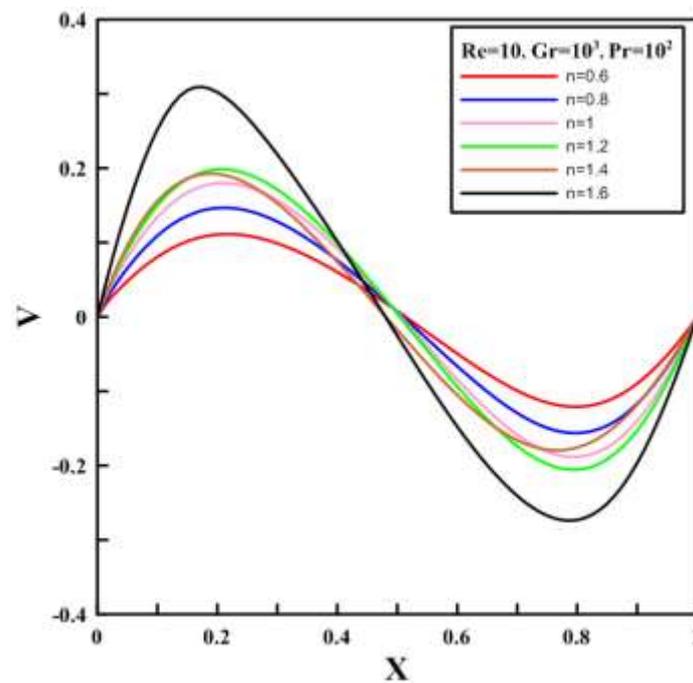


Figure III. 7. Profile de vitesse V le long de l'horizontale pour différents de comportement et $Re=10$.

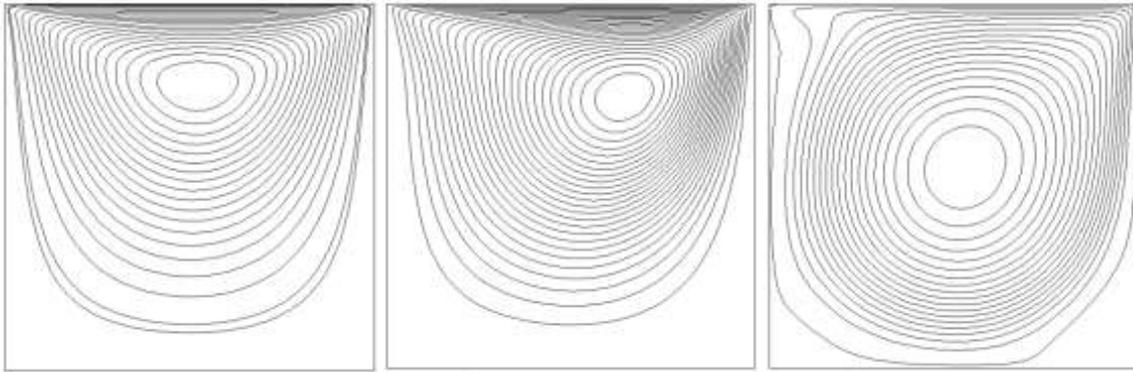
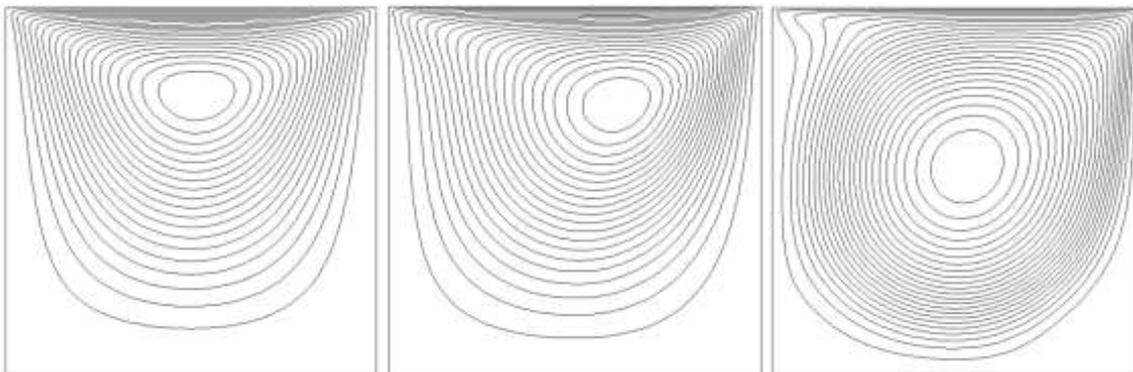
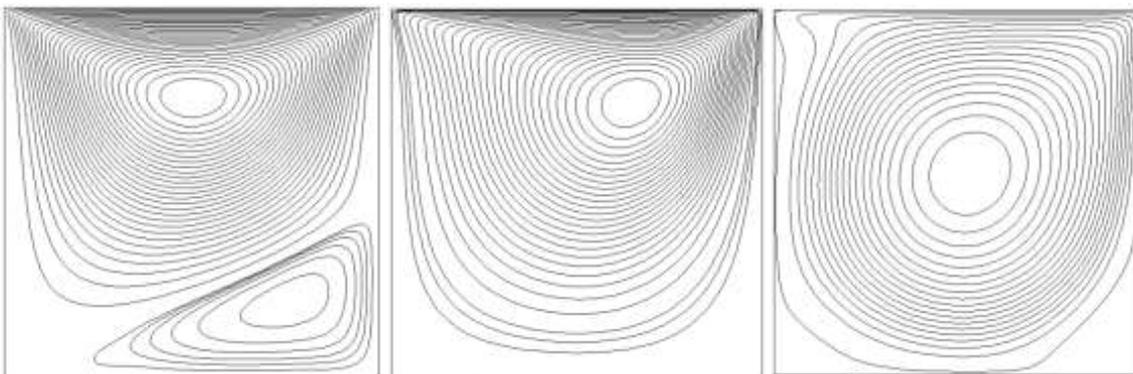
n=0.8**n=1****n=1.4****Re=10****Re=100****Re=1000**

Figure III. 8. Les lignes de courants pour un $Pr=100$ et différents indices n , et différents nombres de Reynolds.

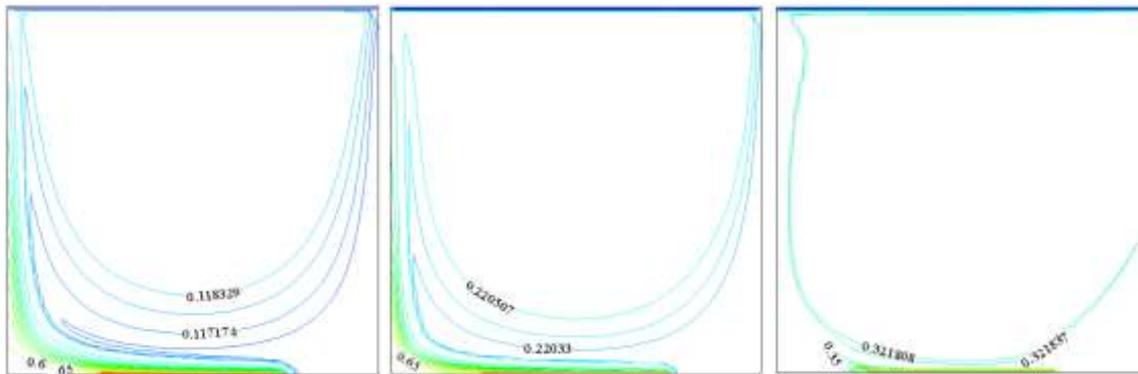
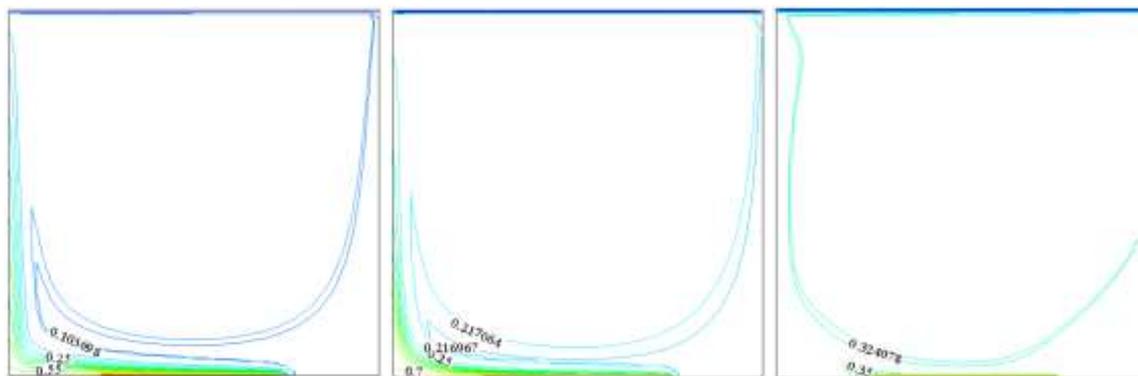
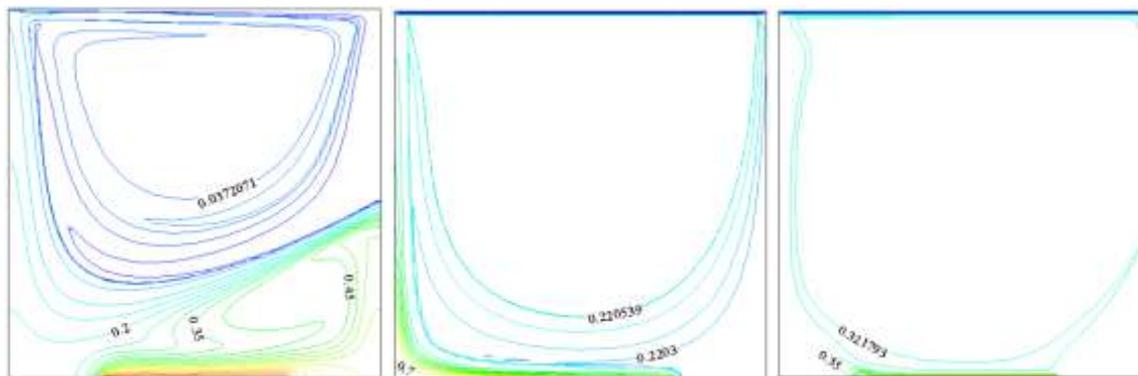
n=0.8**n=1****n=1.4****Re=10****Re=100****Re=1000**

Figure III. 9. Les lignes d'isothermes pour un $Pr=100$ et différents indices n , avec différents nombres de Reynolds.

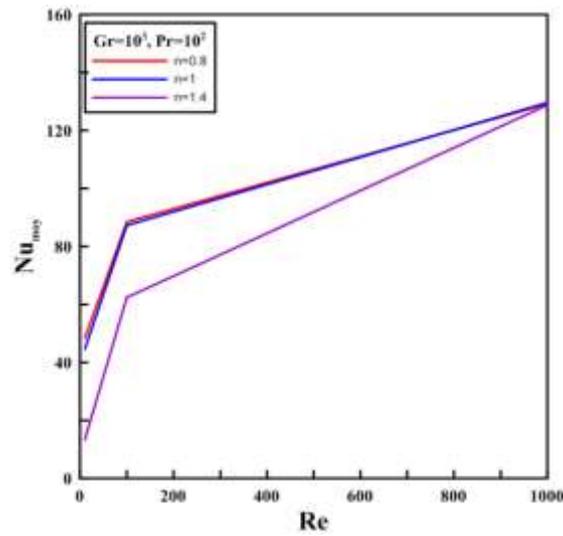


Figure III. 10. Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds, pour différents indice de comportement n .

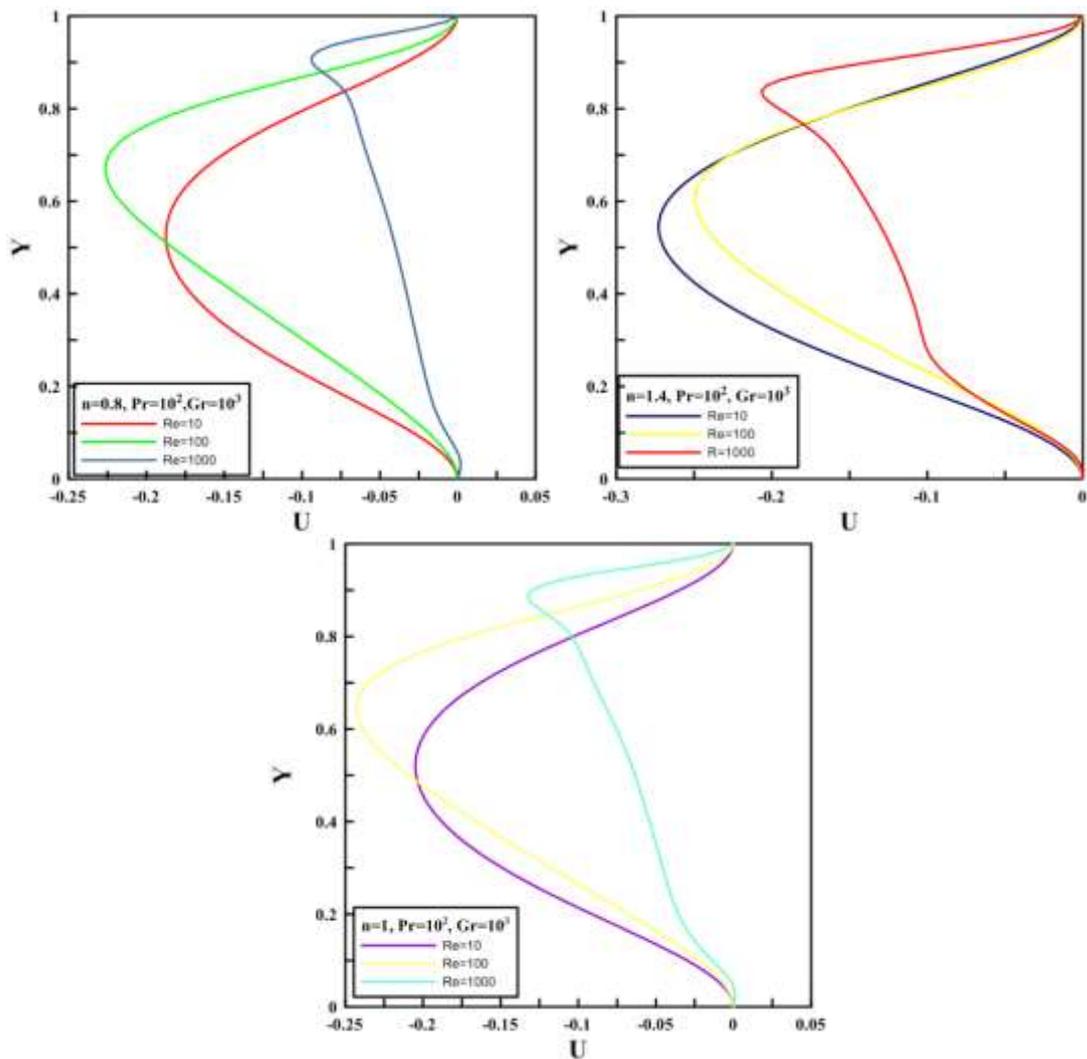


Figure III. 11. Les Profiles de vitesses pour différents n et nombre de Reynolds.

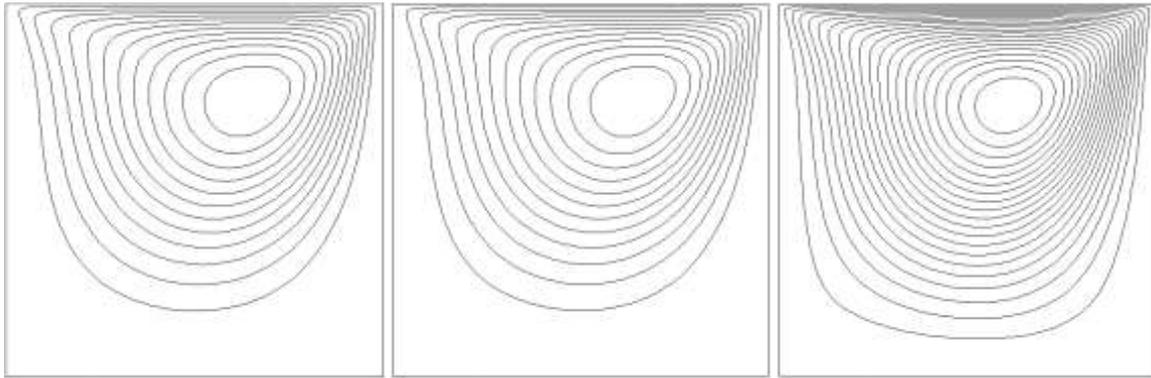
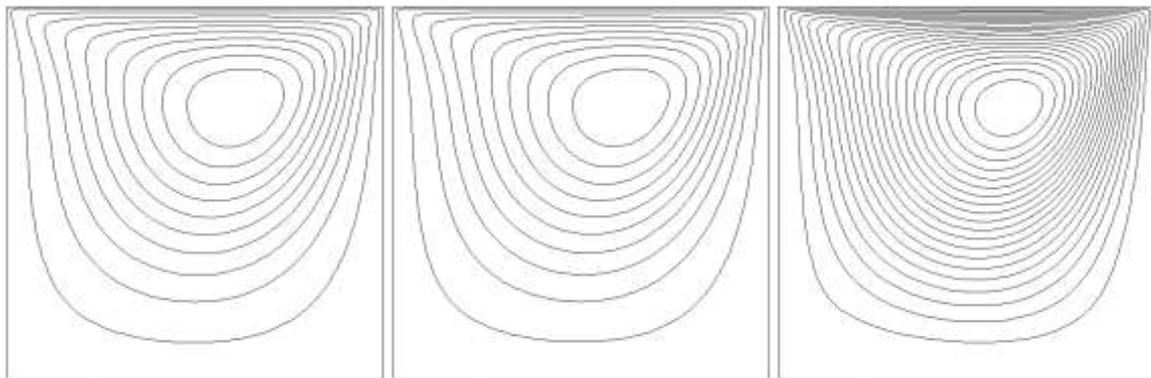
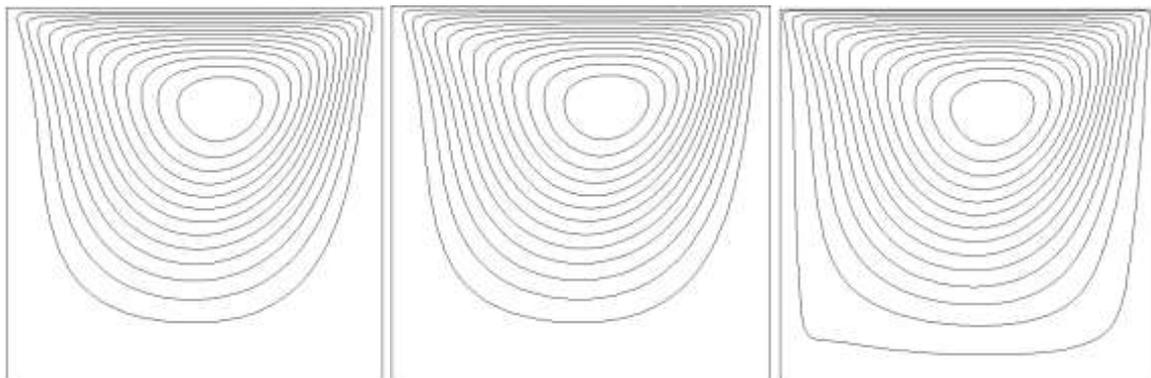
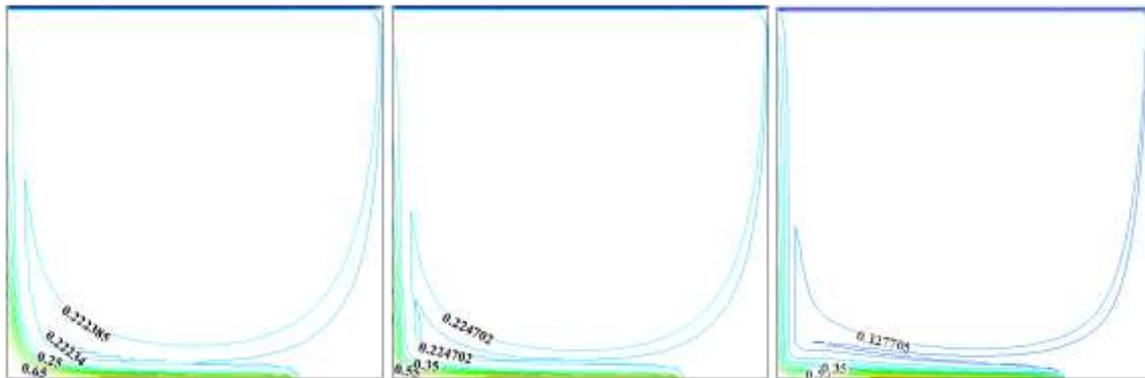
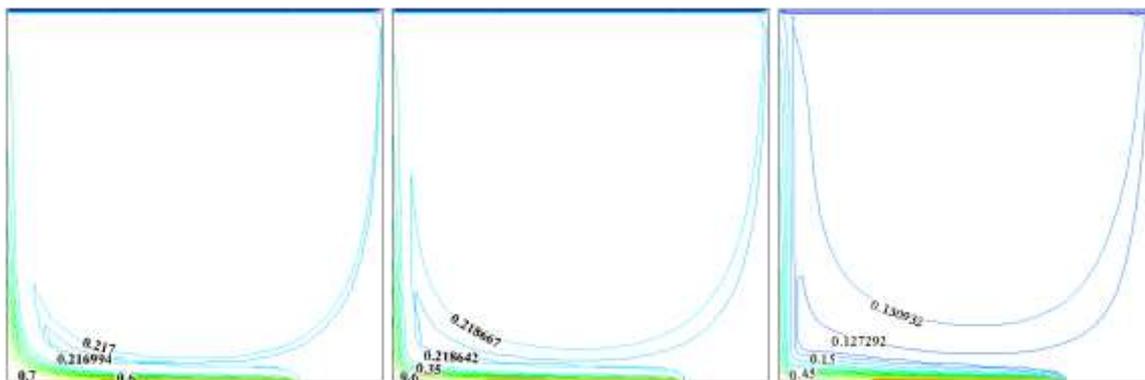
n=0.8**n=1****n=1.4****Gr=1000****Gr=10000****Gr=100000**

Figure III. 12. Les lignes de courants pour un $Re=100$ et différents nombres de Grashof et différents indices de comportement.

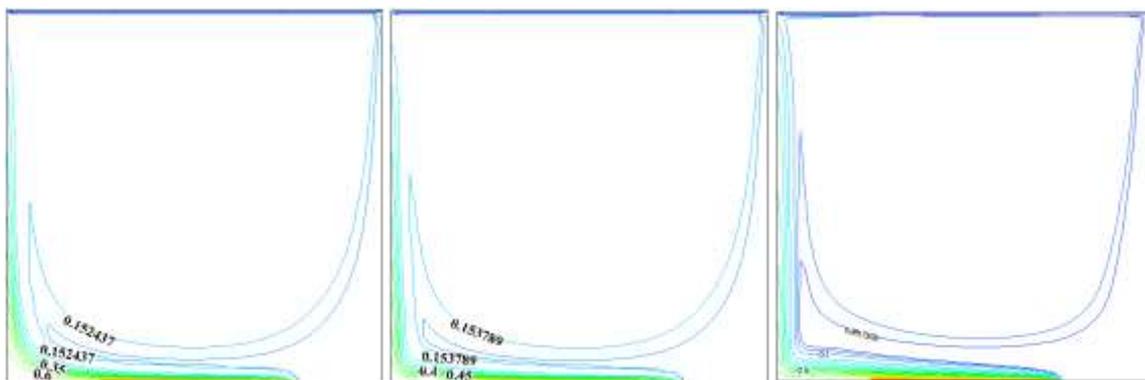
n=0.8



n=1



n=1.4



Gr=1000

Gr=10000

Gr=100000

Figure III. 13. Les lignes d'isothermes pour un $Re=100$ et différents nombres de Grashof et différents indices de comportements.

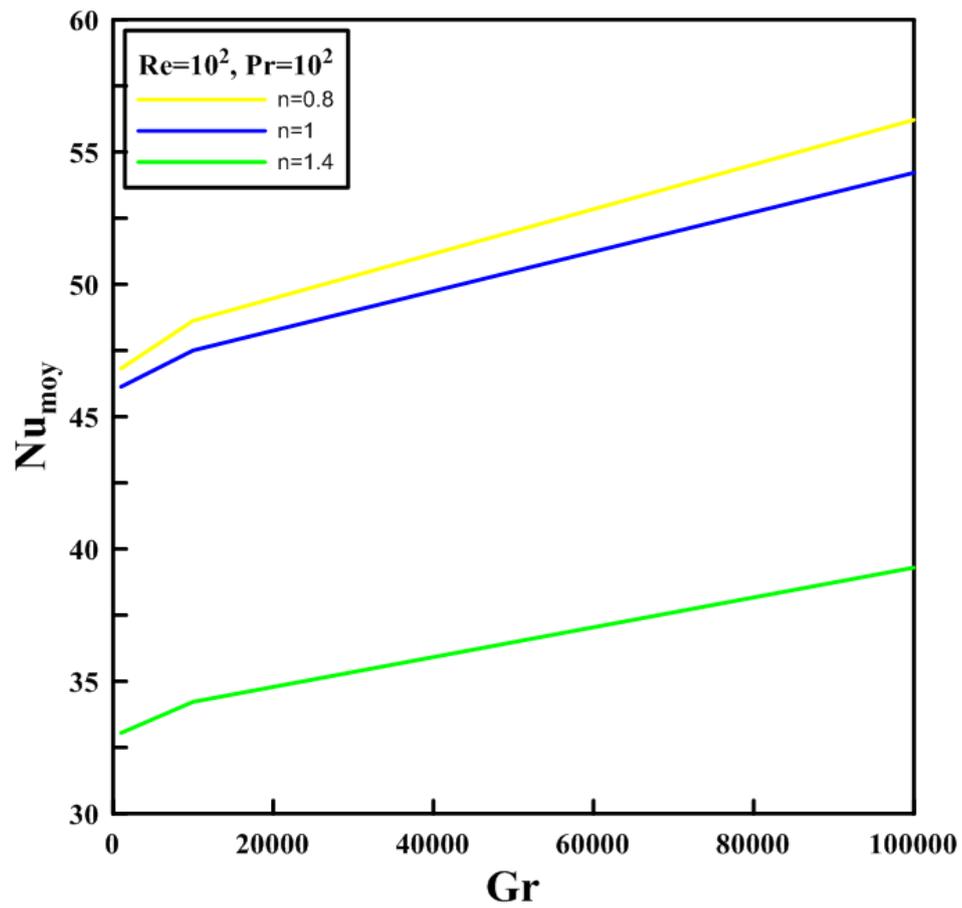


Figure III. 14. Influence de nombre Grashoft sur le Nusselt moyen.

Conclusion générale

Conclusion générale

L'étude présentée dans ce travail porte sur la convection mixte dans une cavité carrée bidimensionnel de côté H , remplie avec un fluide non-newtonien, avec une paroi supérieure entraîné et une source de chaleur sur la paroi inférieure, le reste des parois sont considérés adiabatiques. En se basant sur la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations gouvernant ce phénomène et à l'aide de code de calcul basé sur cette méthode.

Grace aux équations de conservation et l'approximation de Boussinesq présentés dans le second chapitre, on a établi un modèle mathématique pour notre problème, la méthode numérique basée sur la technique des volumes finis a été adoptée pour cette étude. Afin de s'assurer de la fiabilité des résultats obtenus avec le code de calcul, des validations des codes de calcul ont été faites avec des travaux cités. Un bon accord a été obtenu entre nos simulations et les données numériques en convection mixte ou purement naturelle.

Dans le troisième chapitre, nous avons mis l'accent sur l'influence de l'indice de comportement (n) , d'après les résultats obtenus, les fluides rhéofluidifiants qui présentent le meilleur taux du transfert de chaleur. Concernant la deuxième étude c'est l'influence du nombre de Reynolds, les résultats obtenus mis en évidence que la convection mixte sont liée à la variation de nombre de Reynolds, l'augmentation de ce dernier entraîne une intensification de l'écoulement et une amélioration des échanges thermiques à l'intérieur de l'enceinte et pour la dernière étude, l'influence de Grashof, les résultats obtenue mise en évidence que le nombre de Grashof a un effet sur la convection naturelle.

Références Bibliographiques

References bibliographiques

- [1] A. W. Islam, M. A. R. Sharif, E. S. Carlson, « Mixed convection in a lid-driven square cavity with an isothermally heated square blockage inside » *int. J. of heat and mass transfer* 55, 5244-5255, (2012).
- [2] T. S. Cheng, W. H. Liu, « Effect of temperature gradient orientation on the characteristics of mixed convection flow in a lid-driven square cavity » *computers and fluids* 39, 965-978, (2010).
- [3] T. S. Chang, « Characteristics of mixed convection heat transfer in a lid-driven square cavity with various Richardson and Prandtl numbers », *int. J. of thermal sciences*, vol. 50, Issue 2, (February 2011), pp, 197-205.
- [4] M. A. Ismael, I. Pop, A. J. Chamkha, « Mixed convection in a lid-driven square cavity with partial slip », *int. J. of thermal sciences* 82, 47-61, (2014).
- [5] R. Nasrin and S. Parvin, « hydromagnetic effect on mixed convection in lid-driven cavity with sinusoidal corrugated bottom surface », *int. J. of heat and mass transfer*, vol.38, (2011), pp, 781-789.
- [6] T. Bassak, S. Roy, P. Kumar sharma, I. P,op « Analysis of mixed convection flows with a square cavity with uniform and non-uniform heating of bottom wall », *int. J. of thermal sciences* 48, 891-912, (2009).
- [7] GH. R. Kefeyati, M. Gorji-Bandpy, H. Sajjadi, D. D. Ganji, « Lattice Boltzmann simulation of MHD convection in a lid-driven square cavity with linearly heated wall », *ScientiaIranica, transactions B : Mechanical Engineering* 19, 1053-1065.
- [8] N. B. Cheikh, N. Ouertatani, B. Ben Beya, T. Lili, « Effet du rapport de forme transverse sur l'écoulement tridimensionnel d'un fluide incompressible dans une cavité entraînée », *C. R. Mécanique*, Vol. 336, (2008), pp. 800-805.

- [9] A. A. AbbasianArani, S. MazroueiSebadani, M. Mahmoudi, A. Aredeshiri, M. Aliakbari « Numerical study of mixed convection flow in a lid-driven cavity with sinusoidal heating on side walls using nano-fluid », *Super lattices and Microstructures* 51, 893-911.
- [10] A.H. Mahmodi, M. Shashi, A. H. Raouf and A. Ghasemian, « Numerical study of natural convection cooling of horizontal heat source mounted in a square cavity filled with nano- fluid, *int. J. communication in heat and mass transfer*, vol, 37, pp, 1135-1141, (2010).
- [11]A. Kalteh, K. javaherdh, T. Azarbarzin, « Numerical solution of nanofluid mixed convection heat transfert a lid-driven square cavity with a triangular heat source », *power technologie* 253, 780-788, (2014).
- [12]Chamkha and Abu-Nada « Mixed convection flow in single and double lid-driven square cavities filled with water- Al₂O₃ nano-fluid, *European journal of Mechanics fluid* 36, 82-96, (2012).
- [13]M.A. Mansour, R.A. Mohamed, M.M. Abd-Elaziz and S.E. Ahmed, Numerical simulation of mixed convection flows in a square lid-driven cavity partially heated from below using nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, (2010), pp. 1504–1512.
- [14] R. Nebbali and K. Bouhadef, Numerical study of forced convection in a 3D flow of non-Newtonian fluid through a porous duct, *Int. J. Num. Meth. Heat Fluid Flow*, Vol. 16, 2006, pp.870-889.
- [15] GH.R. Kefayati , FDLBM simulation of magnetic field effect on non-Newtonian blood flow in a cavity driven by the motion of two facing lids, *Powder Technology*, Vol. 253, (2014), pp. 325-337.
- [16]A.K. Nayak, A. Haque and A. Banerjee, Thermosolutal mixed convection of a shear thinning fluid due to partially active mixed zones within a lid-driven cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 106, (2017), pp. 686-707.
- [17]N. Nirmalkar and R.P. Chhabra, Mixed convection from a heated sphere in power-law fluids, *Chemical Engineering Science*, Vol. 89, (2013), pp. 49-71.

- [18] S.V. Patankar, « Numerical heat transfer and fluid flow », Hemisphere, New York, 1980.
- [19] O. Turan, A. Sachedev, N. Chakraborty and R.J. Poole, Laminar natural convection of power-law fluids in a square enclosure with differentially heated side walls subjected to constant temperatures, *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, Vol. 166, (2011), pp. 1046-1063.

Résumé

Étude numérique de la convection mixte dans cavité carrée, entraînée et chauffée partiellement par le bas avec un fluide newtonien et non newtonien

Ce travail présente une étude à caractère purement résolvant les équations de Navier-Stokes et l'équation de l'énergie moyennant la méthode des volumes finis. Le travail représente une simulation de la convection mixte en régime laminaire et stationnaire dans une cavité carrée entraînée, chauffée partiellement par le bas avec un fluide Newtonien et non-Newtonien. La particularité de ce type d'écoulement réside dans le fait que le moteur du mouvement est situé d'une part, au sein même de l'écoulement et d'autres parts à un apport extérieur à savoir une paroi supérieure entraînée, rendant alors difficile la modélisation. Elle s'inscrit dans un contexte de comparaison de ces deux phénomènes, et d'autres parts de comprendre l'influence de certains paramètres tels que ; le nombre Reynolds, Grashof et l'indice de comportement sur le comportement dynamique et thermique à l'intérieure de l'enceinte.

Mots -clés : Convection mixte; cavités entraînées; Méthode des volumes finis; fluides Newtoniens; fluides non-Newtoniens.

Abstract

Numerical study of mixed convection in a square cavity, driven and heated partially from below with a Newtonian and non-Newtonian fluid

This thesis presents a purely numerical study solving the Navies-Stokes equations and the energy equation using the finite volume method. The work represents a simulation of mixed convection in a laminar and stationary regime in a lid-driven partially heated below with Newtonian and non-Newtonian fluid. The peculiarity of this type of flow lies in the fact that the motor of the movement is located on the one hand, in the very heart of the flow and on the other hand to an external input, namely a trained upper wall, making it difficult then modeling. It fits in a context of comparison of these two phenomena, and other parts to understand the influence of certain parameters such as; the Reynolds and Grashof numbers, thermophysical parameters on the dynamic and thermal behavior inside the enclosure.

Key-words: Mixed convection; Driven cavity; Volume finite method; Newtonian fluid; non-Newtonian fluid.
