

R épublique Alg érienne D éocratique et Populaire
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
Ministère de l'Enseignement Sup érieur et de la Recherche Scientifique
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



UNIVERSITE MOHAMED SEDDIK BEN YAHIA - JIJEL
Facult é des Sciences et de la Technologie
D épartement de G énie M écanique

Projet de Fin d'Études

*Pour l'Obtention du Diplôme
De Master 2 en G énie M écanique
Option Energ étique*

Thème

**Convection Mixte dans une Cavit é Carr ée S épar ée
Verticalement par une Couche Poreuse**

Les membres du jury :

*Mr. M. KEMIHA
Mr. S. DJIMLI
Mr. A. BOUROUIS*

*President
Examineur
Encadrant*

Pr ésent épar :

*Boussalem Houssam
Laalem Abderrahmane*

Promotion 2020

Universit é Mohamed Seddik Ben Yahia - Jijel

Remerciements

*Nous tenons particulièrement remercier Allah le tout puissant, ce mémoire n'aurait jamais été réalisé sans sa bénédiction Nous adressons nos remerciements à notre encadrant monsieur **Abderrahim BOUROUIS** qui nous a donné l'aide et l'assistance par sa disponibilité, ces conseils et ses orientations durant toute la période de la réalisation de notre projet. Nous tenons remercier toute personne qui a contribué de Près ou de loin à l'achèvement de ce travail nos enseignants, nos amis, Nos collègues. Nous tenons remercier nos famille de nous avoir soutenu, nous ne serons jamais assez reconnaissants envers nos parents qui ont toujours tout mis en œuvre pour qu'on s'épanouisse dans tous ce qu'on entreprend. Nous remercions également les membres de jury d'avoir accepté jugé ce modeste travail. Enfin, nous espérons que ce travail aura la valeur souhaité.*

Dédicaces

Ce mémoire est dédié à

Nos parents,

Nos familles,

Nos ami(e)s, sans exception,

Abstract

This work presents a numerical study of the flow and heat transfer combined inside a square cavity separated vertically by a porous partition. The left vertical wall is kept at a cold temperature and move upwards with a constant velocity. The right vertical wall is immobile and kept at a hot temperature. The horizontal walls are immobile and adiabatic. In the porous medium, the mathematical formulation of the problem is based on the Darcy-Brinkman-Forchheimer model. The finite volume method is used to discrete the conservation equations. In this work the effect of the thermal conductivity ratio (RK), the Richardson number (Ri) and the Darcy number (Da) is studied on the structure of the flow and on the heat transfer.

Key words: Mixed convection, square cavity, porous medium, Darcy-Brinkman-Forchheimer model, finite volumes.

ملخص

يقدم هذا العمل دراسة عددية للتدفق ونقل الحرارة مجتمعة داخل تجويف مربع مفصول عموديا بطبقة مسامية. يتم خضع الجدار العمودي الأيسر عند درجة حرارة باردة مع تحريكه إلى الأعلى بسرعة ثابتة. الجدار العمودي الأيمن غير متحرك ويتم الاحتفاظ به في درجة حرارة دافئة، الجدران الأفقية غير متحركة و عازلة للحرارة. في الوسط المسامي ، تستند الصيغة الرياضية للمشكلة إلى نموذج Darcy-Brinkman-Forchheimer العام. يتم استخدام طريقة الحجوم المنتهية لتبسيط معادلات الحفظ. في هذا العمل، نقوم بدراسة تأثير نسبة الموصلية الحرارية وعدد Richardson وعدد Darcy على شكل التدفق وعلى نقل الحرارة.

الكلمات المفتاحية: حمل حراري مختلط، تجويف مربع، وسط مسامي، نموذج دارسي - برينكمان -

فورشايمر، أحجام محدودة.

Résumé

Ce travail présente une étude numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur conjugué à l'intérieur d'une cavité carrée séparée verticalement par une partition poreuse. La paroi vertical gauche est maintenue à une température froide et se déplace vers le haut avec une vitesse constante. La paroi verticale droite est immobile et maintenue à une température chaude. Les parois horizontales sont immobiles et adiabatiques. Dans le milieu poreux, la formulation mathématique du problème repose sur le modèle général de Darcy-Brinkman-Forchheimer. La méthode du volume finis est utilisée pour discrétiser les équations de conservation. Dans ce travail on s'intéresse à l'effet du rapport de la conductivité thermique (R_K), le nombre de Richardson (R_i) et le nombre de Darcy (Da) sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur.

Mots clés : Convection mixte, Cavité carrée, Milieu poreux, Modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer, Volumes finis.

Sommaire

Introduction générale	01
Chapitre I : Généralités et Recherche bibliographique	
I.1. Introduction	02
I.2. Transfert de chaleur par convection	02
I.2.1. Convection naturelle	02
I.2.2. Convection forcée	02
I.2.3. Convection mixte	03
I.3. Milieu poreux.....	03
I.3.1. Les paramètres des milieux poreux.....	03
I.4. Modèles d'écoulement en milieu poreux.....	06
I.4.1. La loi de Darcy.....	06
I.4.2. Formulation de Brinkman.....	06
I.4.3. Formulation de Forchheimer.....	07
I.4.4. Extension de Brinkman-Forchheimer de la loi de Darcy	07
I.5. Revue bibliographique	08

Chapitre II : Géométrie et Modèle Physique

II.1. Introduction.....	14
II.2. Modélisation mathématique.....	14
II.2.1.Géométrie de problème.....	14
II.2.2. Condition aux limites.....	18
II.3. Traitement numérique	19
II.4. Effet du maillage et validation du code	19
II.5. Le nombre de Nusselt.....	19

Chapitre III: Résultats et discussions

III.1.Introduction.....	22
III.2.L'effet du rapport de conductivité thermique et du nombre de Richardson.....	22
III.2.1. Champs dynamique et thermique.....	22
III.2.2.Nombre de Nusselt local.....	27
III.2.3.Vitesses de l'écoulement.....	29
III.3.L'effet du nombre de Darcy.....	31
III.3.1. Champs dynamique et thermique.....	31
III.3.2.Nombre de Nusselt local.....	33
III.3.3.Vitesses de l'écoulement.....	33

Conclusion générale.....	35
---------------------------------	-----------

Références bibliographique

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unités
Da	nombre de Darcy, ($=K/L^2$)	-
FC	coefficient de Forchheimer, ($=1.75/\sqrt{150\varepsilon^{3/2}}$)	-
Gr	nombre de Grashof, ($=g\beta\Delta TL^3/a$)	-
K	perméabilité	m^{-1}
Nu	nombre du Nusselt locale ($=-(\partial\theta/\partial X)$)	-
p	pressions	Pascales
P	pression adimensionnelle	-
Pe	nombre de Péclet	-
Pr	nombre de Prandtl	-
Ra	nombre de Rayleigh ($=g\beta\Delta TL^3/\nu a$)	-
R_K	Rapport de conductivité thermique, (k_{eff}/k_f)	-
R_μ	Rapport de la viscosité dynamique, (μ_{eff}/μ_f)	-
Re	nombre de Reynolds	-
Ri	nombre de Richardson ($=g\beta\Delta TL^3/\nu^2$)	-
S	terme source	-
T	température	[K]
T_C	température de la paroi chaude	[K]
T_F	température de la paroi froide	[K]
u	composante de la vitesse suivant la direction x	$m.s^{-1}$
U	composante adimensionnelle de la vitesse axiale	-
v	composante de la vitesse suivant la direction y	$m.s^{-1}$

V_p	vitesse à la paroi	m.s ⁻¹
V	composante adimensionnelle de la vitesse transversale	-
V_p	vitesse adimensionnelle à la paroi	-
X	direction longitudinale	M
Y	direction transversale	M
K	conductivité thermique	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
μ	viscosité dynamique	kg.m ⁻¹ .s ⁻¹
ϑ	viscosité cinématique	m ² .s ⁻¹
θ	Température adimensionnelle, (= (T-T _C)/(T _H -T _C))	-
ε	porosité	-
ΔX, ΔY	dimensions du volume de contrôle considéré	-
h	épaisseur de la couche poreuse	M
L	hauteur de la cavité	M
Δ	épaisseur adimensionnelle de la couche poreuse, (=h/L)	-

Indices

Eff	effectif
F	fluide
S	solide
Ch	chaude
Int	interface

Liste des Figures

- Figure I.1 :** Exemples des milieux poreux. [1]
- Figure I.2 :** Schéma étudié par **Saleh et Hashim.** [3]
- Figure I.3 :** Schéma considéré par **Bhuvaneswaria et al.** [4]
- Figure I.4 :** Schéma du problème étudié par **Grosan et al.** [5]
- Figure I.5 :** Schématisation du problème étudié par **Khanfer et Chamkha.** [6]
- Figure I.6 :** Schématisation du problème considéré par **Mbaye et al.** [7]
- Figure I.7 :** Schématisation du problème étudié par **Mobedi.** [8]
- Figure I.8 :** Schématisation du problème étudié par **Oztop et al.** [9]
- Figure I.9 :** Schématisation du problème étudié par **Elaprolu et Das** [10]
- Figure I.10 :** Géométrie étudiée par **Beckermann et al.** [11]
- Figure II.1 :** Géométrie du problème
- Figure II.2 :** Effet du maillage sur la vitesse verticale
- Figure II.3 :** Comparaison des contours de la fonction de courant et des isothermes avec celles d'Oztope et al. [16]
- Figure III.1 :** Fonction de courant et Isothermes pour $Ri = 0.1$, $Da = 5 \times 10^{-4}$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$
- Figure III.2 :** Fonction de courant et Isothermes pour $Ri = 1$, $Da = 5 \times 10^{-4}$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$
- Figure III.3 :** Fonction de courant et Isothermes pour $Ri = 10$, $Da = 5 \times 10^{-4}$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$
- Figure III.4 :** Nusselt local de la paroi chaude pour différents rapports de la conductivité thermique et le nombre de Richardson, $Da = 5 \times 10^{-4}$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$
- Figure III.5 :** Vitesse verticale au plan médium pour différents rapports de la conductivité thermique et le nombre de Richardson, $Da = 5 \times 10^{-4}$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$
- Figure III.6 :** Fonction de courant et Isothermes pour différents nombre de Darcy, $Ri = 10$, $Rk = 10$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$
- Figure III.7 :** Nusselt local de la paroi chaude pour différent le nombre de Darcy, $Rk = 10$, $Ri = 10$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$
- Figure III.8 :** Vitesse verticale pour différent nombre de Darcy, $Rk = 10$, $Ri = 10$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$

Liste des Tableaux

Tableau I.1 : Valeur de la Porosité pour quelques matériaux.

Tableau I.2 : Perméabilité de quelques matériaux poreux.

Tableau II.1 : Variables et coefficients des équations de transport.

Tableau II.2 : Conditions aux limites.

Introduction générale

Le transfert de chaleur par convection dans les milieux poreux présente une importance essentielle pour de nombreuses applications technologiques et industrielles, en particulier les systèmes de stockage et de réception de l'énergie solaire, le refroidissement des composants électriques, les échangeuse de chaleur, ..., etc.

En effet, vu la composition physique de milieux poreux (solide + fluide) on distingue deux modes essentiels de transfert de chaleur qui sont la conduction et la convection.

- **Conduction** : est définie comme étant le mode de propagation de chaleur par l'agitation moléculaire dans un corps (plus souvent est un solide). Donc ce mode de transfert thermique, la chaleur est transportée par contacte direct entre les molécules sans transfert de la matière.
- **Convection** : c'est le transfert de chaleur entre un fluide et un solide, l'énergie transmise est accompagnée par un mouvement de fluide (transfert de la matière).

L'objectif principal de cette étude est d'étudier l'effet du rapport de la conductivité thermique, du nombre de Richardson et du nombre de Darcy sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte conjuguée dans une cavité carrée verticalement séparée par une couche poreuse.

Le présent travail est organisé comme suit :

Dans le premier chapitre, nous présentons des définitions du phénomène du transfert de chaleur par convection et les principales caractéristiques des milieux poreux. En suite, nous exposons certains travaux expérimentaux théoriques et numériques antérieurs trouvés dans la littérature.

Le deuxième chapitre est réservé pour exposer la géométrie du problème (convection mixte) et les formulations mathématiques, ainsi nous avons présenté les équations gouvernantes, les hypothèses simplificatrices et les conditions aux limites associées. En suite nous montrons la dépendance de la solution numérique du maillage du domaine physique et la validation du code de calcul.

Les résultats numériques relatifs au problème physique étudié sont exposés dans le troisième chapitre, dont nous avons examiné l'effet du rapport de conductivité thermique du nombre de Richardson et du nombre de Darcy.

Enfin, nous terminons notre étude avec une conclusion générale qui résume les principaux résultats de cette étude.

Chapitre I

Généralités et recherche bibliographique

Généralités et recherche bibliographique

I.1. Introduction

Le transfert de chaleur par convection est une branche qui étudie la propagation thermique par mouvement de fluide. Ce mouvement peut être induit par une différence de température ou alors par une machine externe. Ce mode de transfert, se retrouve dans plusieurs phénomènes naturels et procédés industriels.

I.2. Transfert de chaleur par convection

C'est un mode de transfert de chaleur qui met en jeu, en plus de la conduction, le mouvement macroscopique de la matière. Ce phénomène se produit au sein des milieux fluides en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement.

On distingue généralement trois types de convection :

I.2.1. Convection naturelle

La convection naturelle est un mode de transfert de chaleur d'un milieu chaud vers un milieu froid, par un transport macroscopique de la matière (mouvement des particules fluides) généré par des effets de poussée d'Archimède lié à l'action du champ de pesanteur à la présence d'un gradient de la température. Le phénomène de la convection naturelle en milieu poreux est fréquemment rencontré dans la nature et dans la technologie.

I.2.2. Convection forcée

Le mouvement de fluide est causé par l'action des forces extérieures du processus (par exemple pompe, ventilateur, etc.) qui lui imprime des vitesses de déplacement assez importantes. En conséquence, l'intensité du transfert thermique par convection forcée sera en liaison directe avec le régime de mouvement de fluide.

I.2.3. Convection mixte

Elle correspond au couplage des deux modes précédents (convection naturelle et forcé) quand les vitesses d'écoulement dues aux deux types de convection sont, considérées pratiquement de même ordre de grandeur.

I.3. Milieu poreux

Un milieu poreux une matrice solide constituée des pores interconnectés où non connectés, l'écoulement du fluide se fait seulement à travers les pores interconnectés.

Les milieux poreux ont généralement deux formes :

Un milieu poreux est dit homogène si ses propriétés géométriques moyennes ont les mêmes valeurs en tout point.

Un milieu poreux est dit isotrope par rapport à une propriété, si cette propriété ne varie pas suivant les directions.

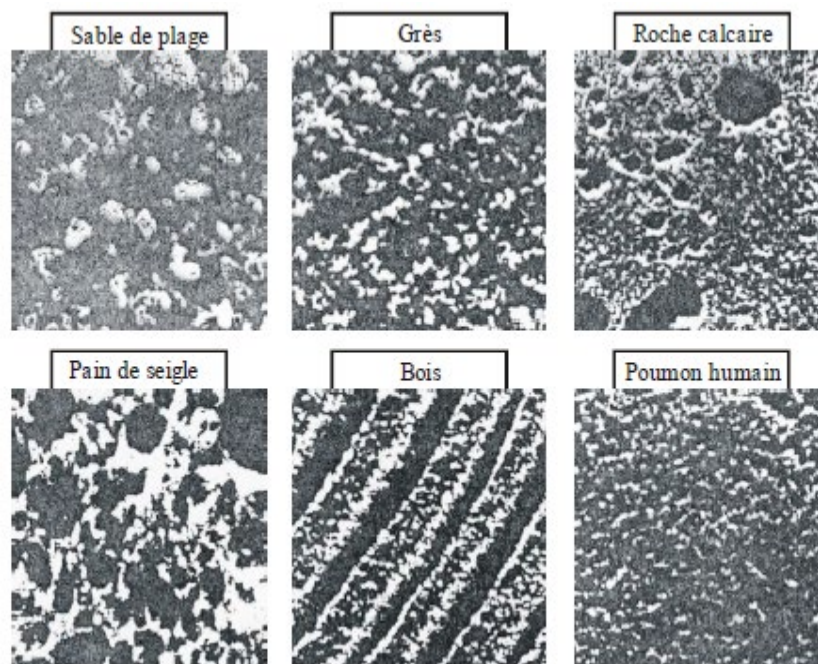


Figure I.1 : Exemples des milieux poreux [1]

I.3.1. Les paramètre des milieux poreux

L'étude des écoulements et du transfert de chaleur en milieu poreux repose sur la détermination des propriétés du milieu : la porosité et la perméabilité.

a. la porosité

La porosité, est le paramètre principal décrivant un milieu poreux, elle est définie par le rapport entre le volume vide et le volume total du milieu. Elle s'écrit :

$$\varepsilon = \frac{V_p}{V_T} \quad (\text{I.1})$$

V_p : Volume des pores

V_T : Volume total de la matrice poreuse

On a des mesures expérimentales faites par Sheidegger [1974] sur tableau (I.1) ci dessous :

Matériau	Porosité
Sable	0.37 - 0.50
Brique	0.12 - 0.34
Argile	0.43 – 0.54
Poudre d'ardoise noire	0.57 – 0.66
Poudre de silice	0.37 – 0.49
Grains de silice	0.65
Charbon	0.02 – 0.12
Cuir	0.56 – 0.59
Filtre de cigarettes	0.17 – 0.49
Fibre de verre	0.88 – 0.93
Béton	0.02 – 0.07

Tableau I.1: Valeur de la porosité pour quelques matériaux [2]

b. Perméabilité

La perméabilité interprétée la facilité avec laquelle le fluide s'écoule dans les pores d'un milieu poreux sous l'effet d'un gradient de pression.

La perméabilité dépend essentiellement de la porosité et du diamètre des particules.

La relation de Kozeny – Carmen (1937), donne une estimation de la perméabilité K pour un milieu poreux non consolidé constitué d'éléments identiques de géométrie simple :

$$K = \frac{d^2 \varepsilon^2}{36C_0(1 - \varepsilon)^2} \quad (I.2)$$

Où d désigne une dimension caractéristique des éléments constituant la matrice poreuse et C_0 une constante dépendant de la forme des grains ($3.6 < C_0 < 5$).

Tableau I.2 ci-dessous représente la perméabilité de quelques matériaux poreux définis d'après Sheidegger.

Matrice	Perméabilité
Briques	$4.8.10^{-15} - 2.2.10^{-13}$
Cuir	$9.5.10^{-14} - 1.2.10^{-13}$
Terre	$2.9.10^{-13} - 1.4.10^{-11}$
Sable	$2.0.10^{-11} - 1.8.10^{-10}$
Fibres de verre	$2.4.10^{-11} - 5.1.10^{-11}$
Plaque de liège	$3.3.10^{-10} - 1.5.10^{-9}$

Tableau I.2: Perméabilité de quelques matériaux poreux [3]

I.4. Modèles d'écoulement en milieu poreux [4]

I.4.1. La loi de Darcy

La dynamique des fluides homogènes dans, les milieux poreux, est décrite par la loi de Darcy, établie en 1856 sur des fondements expérimentaux. Cette loi, établie à partir d'écoulements unidirectionnels sur des colonnes de sables, a mis en évidence la proportionnalité du gradient de pression appliqué et le débit d'eau traversant la colonne de sable. Depuis, les sciences hydrogéologiques sont basées sur la loi de Darcy même pour les écoulements multidirectionnels. Elle s'écrit :

$$\vec{\nabla}P = -\frac{\mu}{K}\vec{V} \quad (\text{I.3})$$

Où \vec{V} est la vitesse de filtration, μ est la viscosité dynamique du fluide, K est la perméabilité du milieu poreux, et $\vec{\nabla}P$ le gradient de pression appliqué.

La loi de Darcy, encore largement utilisée, s'est avérée insuffisante. Parmi ses insuffisances réside dans le fait qu'elle ne peut pas traduire l'influence de la nature du fluide sur l'écoulement notamment près des parois. En effet, avec ce modèle, la condition de non glissement aux parois est retenue quelque soit le fluide considéré. Cette équation ne tient pas compte non plus d'éventuels effets inertiels.

I.4.2. Formulation de Brinkman

Dans le cadre du calcul de la force visqueuse exercée par un fluide sur des particules sphériques composant un milieu poreux, Brinkman (1947) a étendu la loi de Darcy en introduisant un terme équivalent au terme de diffusion visqueuse dans la loi de Stokes :

$$\vec{\nabla}P = -\frac{\mu}{K}\vec{V} + \mu_{\text{eff}}\vec{\nabla}^2V \quad (\text{I.4})$$

Cette loi empirique est connue sous le nom de la formulation de Darcy-Brinkman. Le premier terme de droite de l'équation est le terme de Darcy et le deuxième et appelé le terme de Brinkman. Brinkman justifie cette loi empirique par le fait que, pour les faibles valeurs de la perméabilité K , l'équation dégénère en loi de Darcy, et lorsque la perméabilité tend vers l'infini, on retrouve l'équation de Stokes. La difficulté dans l'utilisation de ce modèle réside dans l'évaluation de la viscosité équivalente μ_{eff} .

I.4.3. Formulation de Forchheimer

Dans le cas d'un écoulement de faible intensité, l'équation de Darcy suffit pour décrire l'écoulement. En revanche, avec l'augmentation de la vitesse, l'effet inertiel, non linéaire devient important et l'équation de Darcy devient insuffisante pour décrire l'écoulement. **Ward [5]** (1964) propose dans ce cas de remplacer l'équation de Darcy par l'équation :

$$\vec{\nabla}P = -\frac{\mu}{K}\vec{V} + bk^{-1/2} \rho f |\vec{V}|V \quad (\text{I.5})$$

Le premier terme du second membre est le terme de Darcy et le second terme est connu sous le nom de terme de Forchheimer, b étant une constante adimensionnelle.

I.4.4. Extension de Brinkman-Forchheimer de la loi de Darcy

Brinkman a ajouté un terme à l'équation de Darcy pour prendre en compte les effets des contraintes visqueuse, Forchheimer, de sa part, a ajouté un terme pour tenir compte des effets d'inertie pour des écoulements à grande vitesse (grand nombre de Reynolds). Pour tenir compte des effets des parois et d'inertie simultanés, on a ajouté les deux termes à la loi de Darcy pour élargir le domaine de validité de cette loi, et par analogie avec l'équation de Navier-Stokes l'extension de Brinkman-Forchheimer de la loi de Darcy dans le régime non-stationnaire s'écrit sous la forme :

$$\underbrace{\rho \left[\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \left[\frac{\vec{V}}{\varepsilon} \cdot \vec{\nabla} \right] \frac{\vec{V}}{\varepsilon} \right]}_1 = \underbrace{-\frac{\mu}{K} \vec{V}}_2 + \underbrace{\rho \vec{g}}_3 - \underbrace{\vec{\nabla}P}_4 + \underbrace{\tilde{\mu} \Delta \vec{V}}_5 - \underbrace{\frac{Cf}{\sqrt{K}} \rho |\vec{V}| \vec{V}}_6 \quad (\text{I.6})$$

- 1) Forces inertielles macroscopiques.
- 2) Terme de Darcy.
- 3) Forces de volume.
- 4) Gradient de pression.
- 5) Terme visqueux de Brinkman.
- 6) Terme Forchheimer (forces inertielles microscopiques).

I.5. Revue bibliographique

Dans les dernières années beaucoup des travaux numériques, analytiques et expérimentaux ont été réalisés dans le domaine de transfert de chaleur par convection à l'intérieur des cavités composites (fluide, solide, poreux). **Saleh et Hashim. [6]** ont effectué une étude numérique de la convection naturelle dans une cavité poreuse occupée par une couche solide verticale avec la présence une source de chaleur non uniforme. Le modèle de Darcy est utilisé pour la formulation mathématique de l'écoulement dans le milieu poreux et la méthode des différences finies pour résoudre les équations gouvernantes. Ils ont constaté qu'un fort chauffage interne peut générer une température de fluide significative supérieure à celle de la paroi chaude. De plus, la température maximale du fluide augmente avec l'augmentation du rapport de la conductivité thermique et/ou la diminution de l'épaisseur de la couche solide.

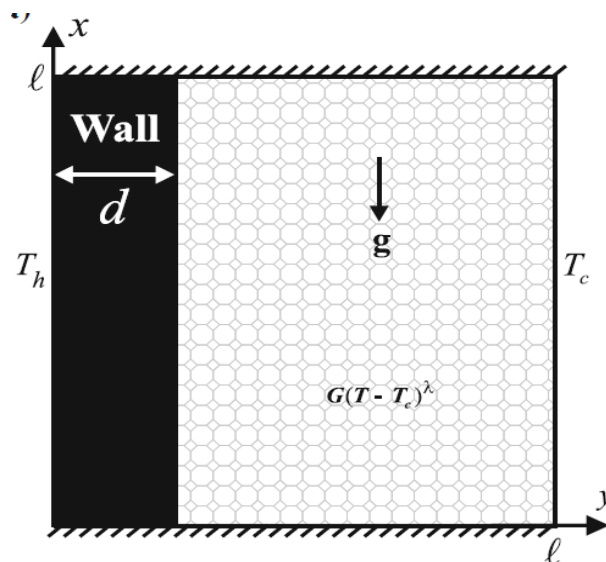


Figure I.2 : Schéma étudié par **Saleh et Hashim. [6]**.

Bhuvaneswaria et al. [7] ont étudié numériquement l'effet du rapport d'aspect et des zones partiellement actives des parois verticales sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité poreuse rectangulaire. Le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer est utilisé dans cette l'étude. Les équations gouvernantes sont résolues par la méthode des volumes finis. Ils ont montré que la position des zones actives (chauffage/refroidissement) a une influence significative sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur.

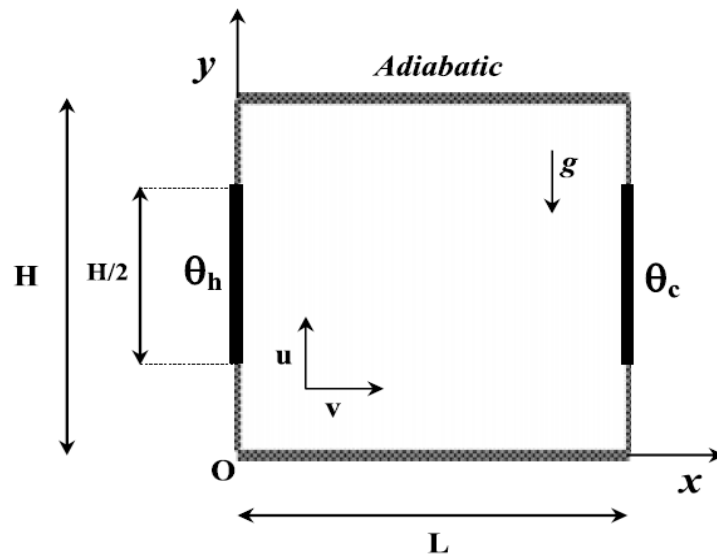


Figure I.3 : Schéma considéré par Bhuvaneshwaria et al. [7].

Grosan et al. [8] ont étudié numériquement l'effet de l'application d'un champ magnétique sur la convection naturelle dans une cavité poreuse à la présence d'une source de chaleur interne. Les parois verticales sont maintenues à la même température froide tandis que les parois horizontales sont adiabatiques. Les principaux résultats montrent que l'application d'un champ magnétique réduit le transfert de chaleur dans la cavité. De plus, l'application d'un champ magnétique dans la direction horizontale est plus efficace que celui appliqué verticalement.

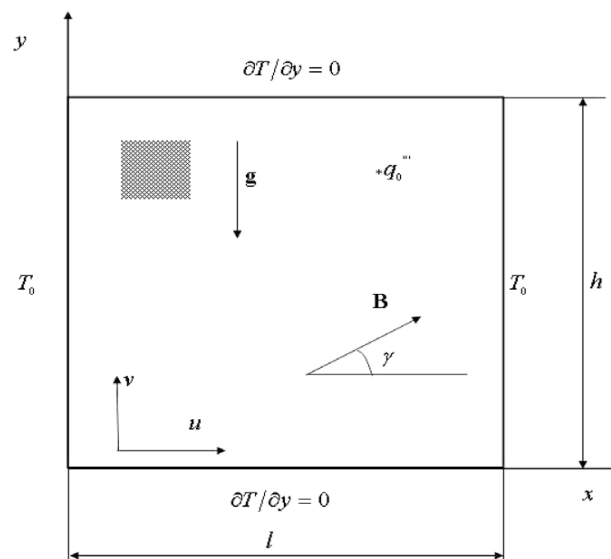


Figure I.4 : Schéma du problème étudié par Grosan et al. [8].

Khanfer et Chamkha. [9] ont étudié l'effet d'une génération volumique uniforme de chaleur sur le transfert de chaleur par convection mixte à l'intérieur d'une cavité poreuse saturée par un fluide. Ils ont constaté que pour des faibles valeurs de Richardson, l'effet du nombre de Rayleigh interne devient insignifiant sur la structure d'écoulement par contre, les isothermes sont fortement affectées.

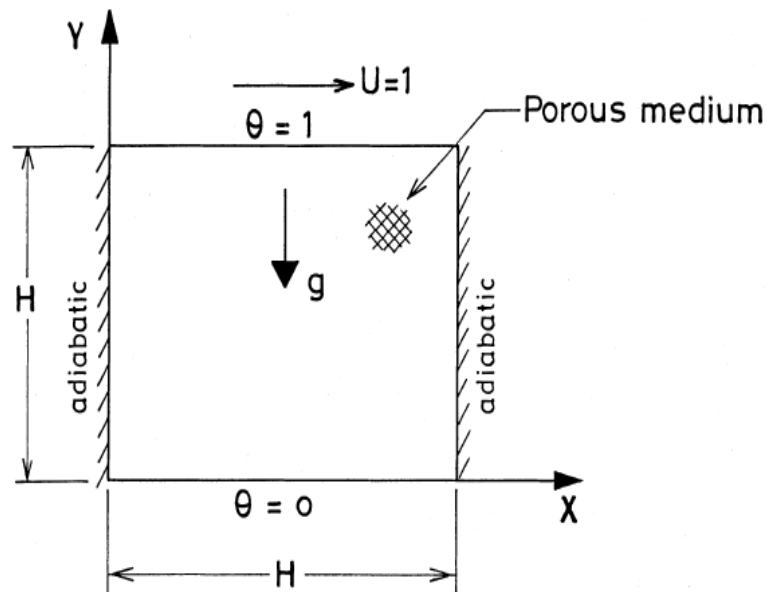


Figure I.5 : Schématisation du problème étudié par **Khanfer et Chamkha. [9]**.

Mbaye et al. [10] ont étudié le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité rectangulaire poreuse inclinée avec la paroi droite épaisse. Les parois gauche et droite sont maintenues à un flux de chaleur constant tandis que les parois, supérieure et inférieure sont adiabatiques. L'étude est basée sur une comparaison entre les résultats trouvés par l'utilisation du modèle de Darcy et ceux trouvés par le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer. Ils ont trouvé que l'utilisation du modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer engendre une diminution du taux de transfert de chaleur.

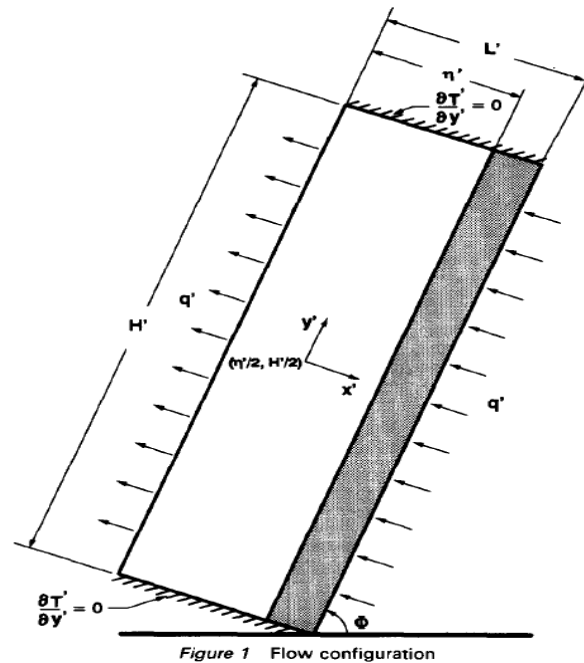


Figure I.6 : Schématisation du problème considéré par Mbaye et al. [10].

Mobedi. [11] ont étudié numériquement l'effet de la conduction des murs horizontaux sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée. En examinant l'effet du nombre Ra et le rapport de conductivité thermique sur le taux de transfert de chaleur. Ils ont trouvé que l'augmentation du nombre de Rayleigh et du rapport de la conductivité thermique, augmentent l'échange de chaleur à l'interface solide-fluide. De plus, le taux de transfert de chaleur devient constant pour un rapport de la conductivité thermique supérieur à 10.

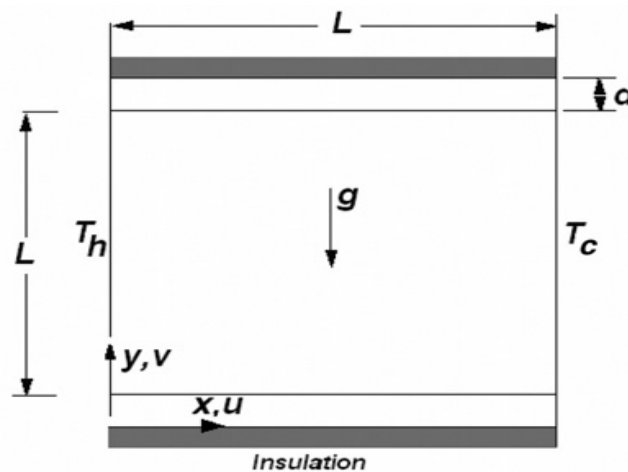


Figure I.7 : Schématisation du problème étudié par Mobedi. [11].

Oztop et al. [12] ont mené une étude numérique pour étudier la convection mixte conjuguée (convection + conduction) dans une enceinte entraînée par la paroi supérieure

froide. La paroi inférieure est épaisse et maintenue à une température chaude. Ils ont prévu que le transfert de chaleur diminue avec l'augmentation du rapport de la conductivité thermique et l'épaisseur de la paroi.

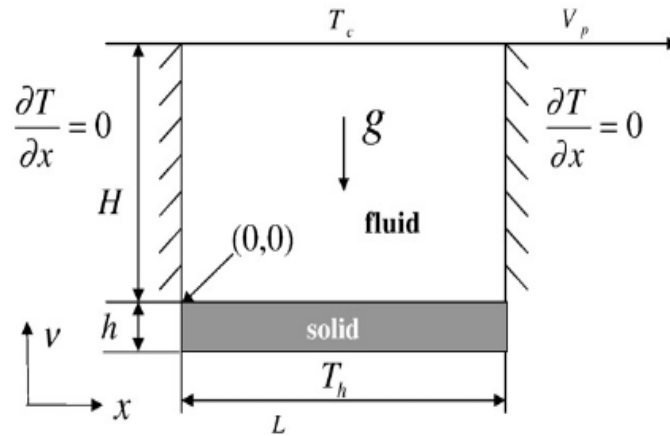


Figure I.8 : Schématisation du problème étudié par **Oztop et al. [12]**.

Elaprolu et al. [13] ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité remplie totalement par un milieu poreux. Les murs gauche et droit sont respectivement froids et chauds, et sont soumis à un déplacement vers le haut par une vitesse constante. Les parois supérieure et inférieure sont fixes et thermiquement isolées. Ils ont constaté que le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation du nombre de Ri.

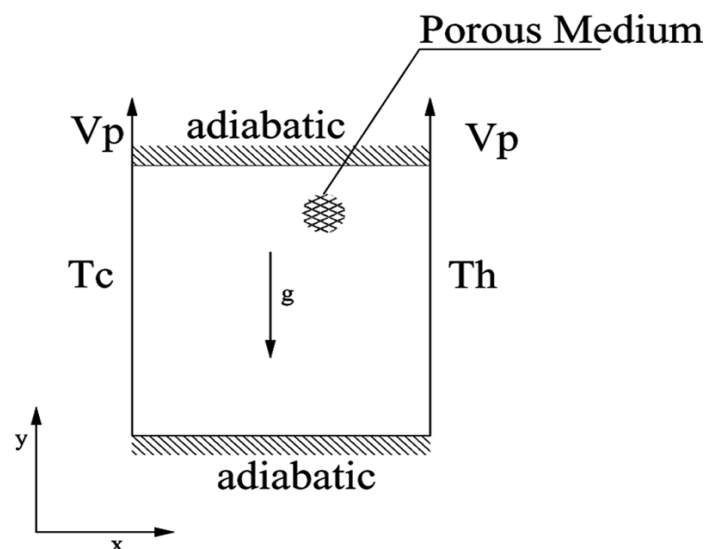


Figure I.9 : Schématisation du problème étudié par **Elaprolu et Das et al. [13]**.

Beckermann et al. [14] ils ont mené une étude numérique et expérimentale du transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité contient simultanément une couche fluide

et poreuse. Ils ont constaté que les résultats numériques montrent une bonne compatibilité avec les résultats trouvés expérimentalement. Ils ont également constaté aussi que le degré de pénétration des fluides dans la couche poreuse liée par le produit des nombres de Rayleigh et Darcy ($Ra \times Da$).

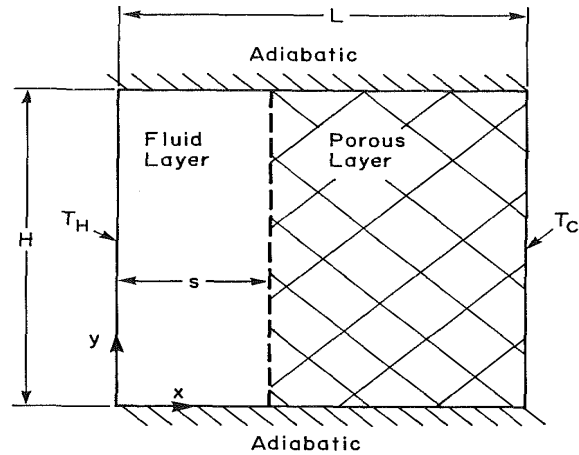


Figure I.10 : Géométrie étudiée par **Beckermann et al. [14]**.

A travers cette étude bibliographique et à nos connaissances, on constate, que l'étude de transfert de chaleur par convection mixte conjuguée dans une cavité verticalement séparée par une couche poreuse et quasiment inexistante.

L'objectif principal de cette étude est d'étudier l'effet du rapport de la conductivité thermique, du nombre de Richardson et du nombre de Darcy sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte conjuguée dans une cavité carrée cavité verticalement séparée par une couche poreuse.

Chapitre II

Géométrie et modèle physique

Géométrie et modèle physique

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons la géométrie du problème étudié, les hypothèses simplificatrices et les équations mathématiques de conservation. Ensuite, nous posons les équations différentielles et les conditions aux limites sous forme adimensionnelle.

II.2. Modélisation mathématique

D'une manière générale, l'expression mathématique de l'équation générale de transport d'une variable physique (ϕ), peut s'écrire sous la forme :

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S \quad (\text{II.1})$$

$\frac{\partial \phi}{\partial t}$: Terme transitoire.

$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i \phi)$: Terme convectif.

$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)$: Terme diffusif.

S : Terme source.

II.2.1. Géométrie du problème

La géométrie du problème étudié est schématisée par la **Figure II.1**. Il s'agit d'une cavité carrée ($L \times L$) séparée verticalement par une couche poreuse d'épaisseur (h). La paroi gauche maintenue à une température froide et subit à un déplacement vers le haut par une vitesse constante. La paroi verticale droite immobile et maintenue à une température chaude. Les parois horizontales sont fixes et adiabatiques.

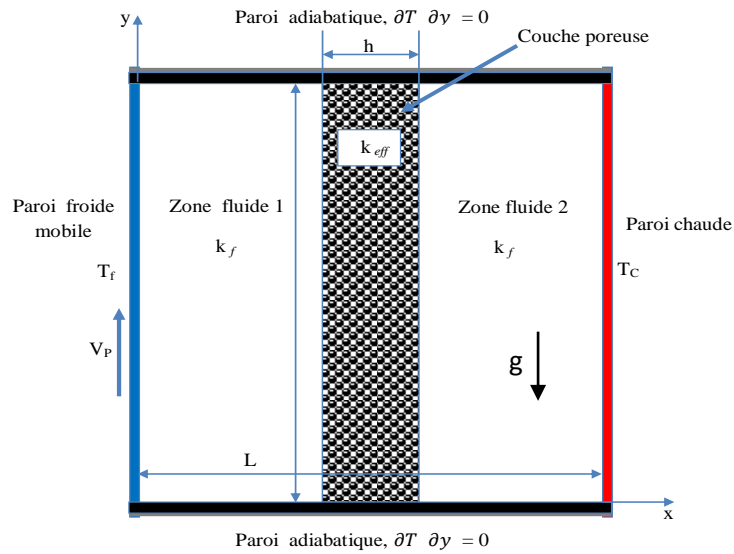


Figure II.1: Géométrie du problème.

Pour la modélisation du problème physique de la convection mixte dans une cavité carrée occupée par une couche poreuse, nous adoptons les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Fluide Newtonien, visqueux, incompressible.
- Régime d'écoulement laminaire bidimensionnel et stationnaire.
- Le milieu poreux est supposé isotrope, homogène et saturé par le fluide.
- Les particules fluides sont en équilibre thermique avec celles composant la matrice poreuse.
- La dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligeable.
- Absence de source de chaleur.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide sont constantes et sont déterminées à partir de la température de référence T_F . Par contre, la masse volumique du fluide dans le terme des forces de volume suit une loi de variation linéaire avec la température T_F selon l'approximation de Businesse :

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_F)] \quad (\text{II. 2})$$

En se basant sur ces hypothèses simplificatrices, l'ensemble des équations de conservation sont comme suit (**Huang et Chen [15]**) :

Équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.3})$$

Équation de quantité de mouvement

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\nu}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \delta \left(\frac{\nu}{K} u + \frac{Fc}{K^{1/2}} u \sqrt{u^2 + v^2} \right) \quad (\text{II.4})$$

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\nu}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \delta \left(\frac{\nu}{K} v + \frac{Fc}{K^{1/2}} v \sqrt{u^2 + v^2} \right) + \rho g \quad (\text{II.5})$$

Équation d'énergie

$$(\rho C_p)_f \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.6})$$

Où:

$$k = \begin{cases} k_f & \text{milieu fluide} \\ k_{eff} & \text{milieu poreux} \end{cases}$$

 k_f Conductivité thermique de fluide k_{eff} Conductivité thermique effective C_p Capacité calorifique μ_f Viscosité dynamique de fluide μ_{eff} Viscosité dynamique effective ϑ Viscosité cinématique ρ Masse volumique ε Porosité

Afin de poser les équations précédentes sous forme adimensionnelle en utilisant les variables caractéristiques suivantes:

$$(X, Y) = (x, y)/L, \quad \Delta = h/L, \quad (U, V) = (u, v)/V_P \quad (\text{II.7})$$

$$\theta = (T - T_C) / (T_H - T_C), \quad P = p / V p^2 \quad (\text{II.8})$$

L'ensemble des équations de conservation précédentes peuvent être mise sous forme Adimensionnelle :

Équation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.9})$$

Équations de conservation de la quantité de mouvement suivant X et Y

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left(U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{R_\mu}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - \delta \left(\frac{1}{\text{ReDa}} U + \frac{\text{Fc}}{\sqrt{\text{Da}}} |\vec{V}| U \right) \quad (\text{II.10})$$

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left(U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{R_\mu}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) - \delta \left(\frac{1}{\text{ReDa}} V + \frac{\text{Fc}}{\sqrt{\text{Da}}} |\vec{V}| V \right) + \text{Ri}\theta \quad (\text{II.11})$$

Équation de conservation de l'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{R_K}{\text{Pe}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.12})$$

Avec:

$$|\vec{V}| = \sqrt{U^2 + V^2}$$

$$\text{Fc} = \frac{1.75}{\sqrt{150\varepsilon^{3/2}}} : \text{coefficient de Forchheimer}$$

R_μ, R_K : rapports des viscosités dynamiques et des conductivités thermiques.

$R_\mu = \mu_{\text{eff}} / \mu_f$, dans cette étude $R_\mu = 1$ (**Naele et Nader [16], Lundgren [17]**).

$$R_K = \begin{cases} 1 & \text{dans le milieu fluide.} \\ \frac{k_{\text{eff}}}{k_f} & \text{dans le milieu poreux.} \end{cases}$$

Ri, Pe, Da et Re : sont respectivement les nombres de Richardson, de Péclet, de Darcy et de Reynolds.

D'une manière générale, l'ensemble des variables et des coefficients de l'équation générale de transport (II.1) peuvent être résumés dans le tableau ci-dessous :

Quantité Équations	ϕ	Γ	S
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement suivant OX	U	$\varepsilon^2 \frac{R_\mu}{Re}$	$-\varepsilon^2 \left(\frac{\partial P}{\partial X} + \delta \left(\frac{1}{Re \cdot Da} + \frac{Fc}{\sqrt{Da}} \vec{V} \right) U \right)$
Quantité de mouvement suivant OY	V	$\varepsilon^2 \frac{R_\mu}{Re}$	$-\varepsilon^2 \left(\frac{\partial P}{\partial Y} + \delta \left(\frac{1}{Re \cdot Da} + \frac{Fc}{\sqrt{Da}} \vec{V} \right) V - Ri\theta \right)$
Énergie	θ	R_K/Pe	0

Tableaux (II.1): Variables et coefficients des équations de transport.

II.2.2. Condition aux limites

Les conditions aux limites dynamiques et thermiques sous forme adimensionnelles sont désignées dans le tableau suivant :

Limites	Conditions dynamiques	Conditions thermiques
Paroi gauche $X=0, 0 \leq Y \leq 1$	$U = 0, V = 1$	$\theta = 0$
Paroi droite $X=1, 0 \leq Y \leq 1$	$U = 0, V = 0$	$\theta = 1$
Paroi inferieure $Y=0, 0 \leq X \leq 1$	$U = 0, V = 0$	$\partial\theta / \partial Y = 0$
Paroi supérieure $Y=1, 0 \leq X \leq 1$	$U = 0, V = 0$	$\partial\theta / \partial Y = 0$
A l'interface $X=0.4, 0 \leq Y \leq 1$ $X=0.6, 0 \leq Y \leq 1$	$Uf = Up$	$\theta f = \theta p$
	$(\partial U / \partial x)_f = R_\mu (\partial U / \partial x)_p$	$(\partial \theta / \partial x)_f = R_K (\partial \theta / \partial x)_p$

Tableaux II.2: Conditions aux limites.

II.3. Traitement numérique

Les équations de quantité de mouvement et d'énergie sont discrétisées en utilisant la méthode des volumes finis. L'algorithme SIMPLE est utilisé pour le traitement du couplage pression-vitesse (**Patankar [18]**). Ainsi que nous avons développé un code de calcul en Fortran permettant de résoudre les équations algébriques.

II.4. Effet du maillage et validation du code

Pour analyser l'indépendance la solution numérique du maillage, différents maillages sont examinés et leur effet sur la vitesse verticale est présenté sur la **figure II. 2**. En se basant sur ces résultats, on constate que le maillage 82 x 82 est largement suffisant pour analyser le problème étudié.

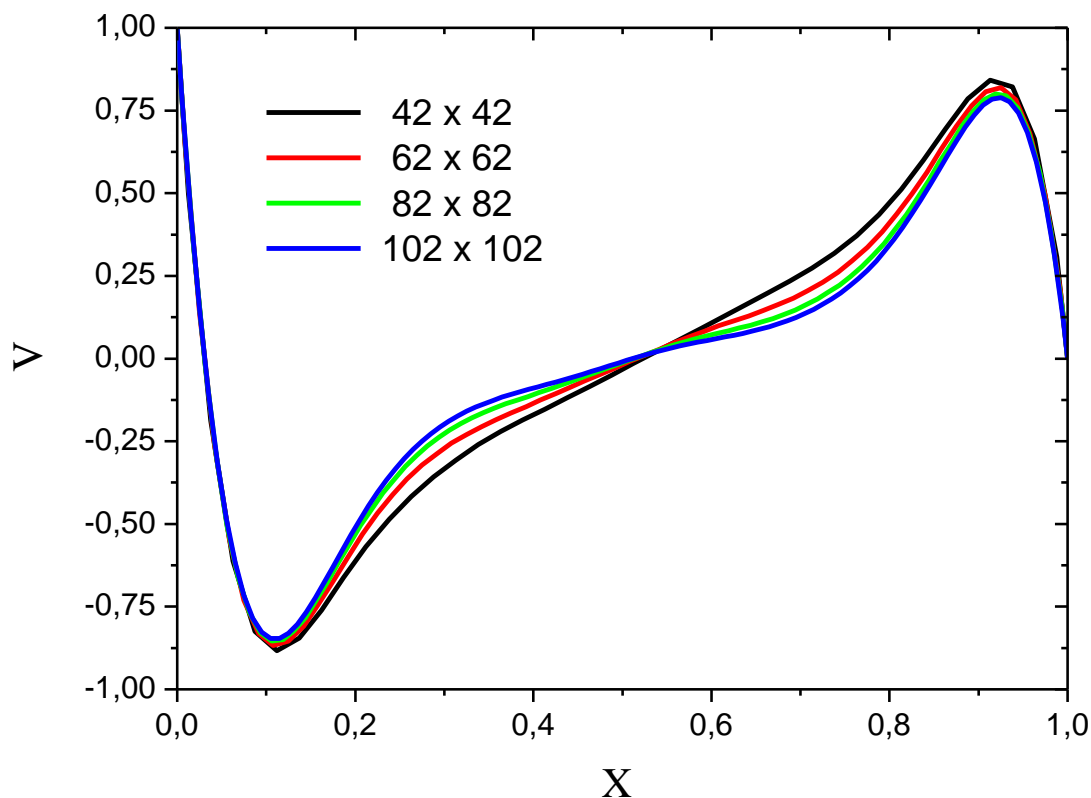
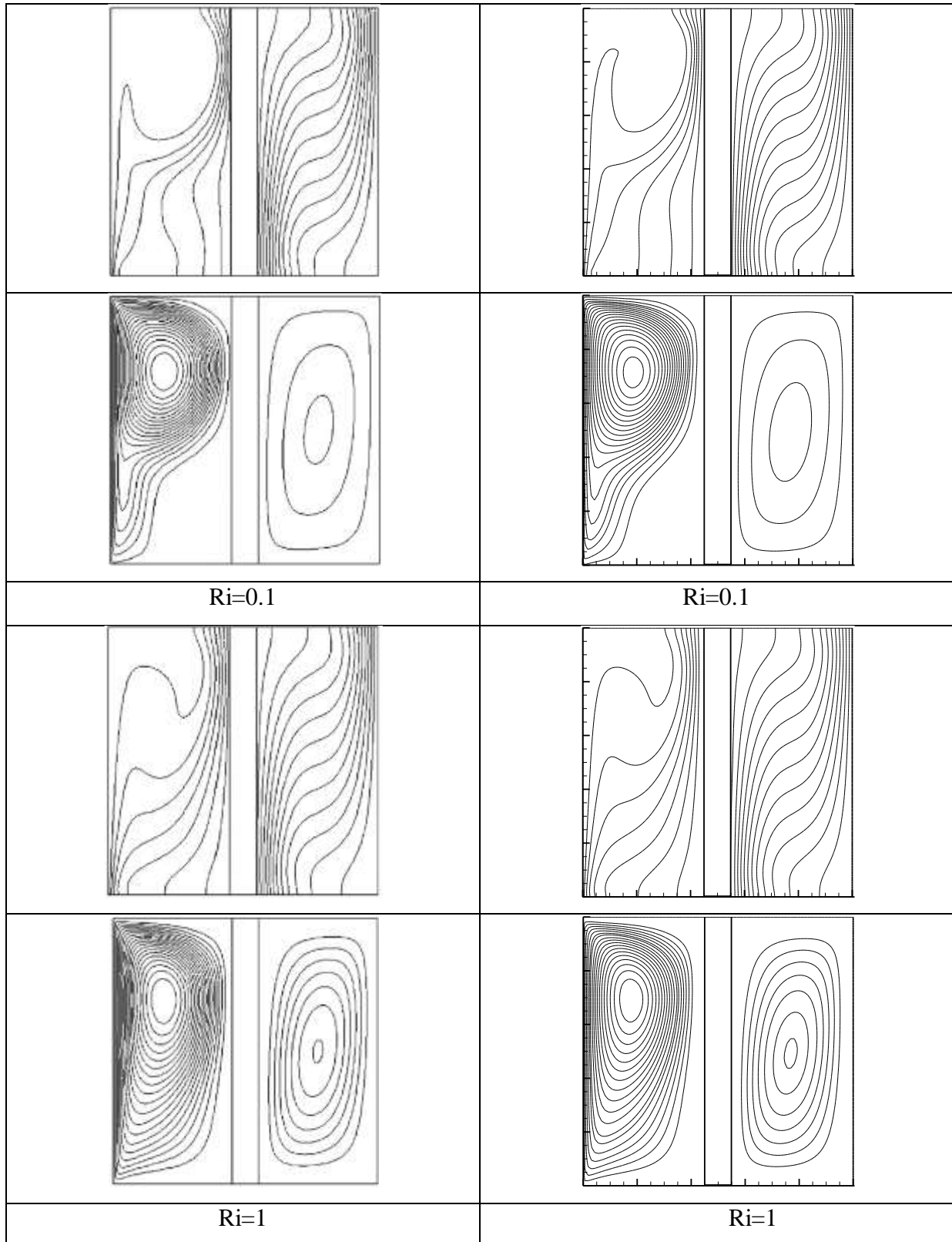


Figure (II.2): Effet du maillage sur la vitesse verticale.

Afin de vérifier l'exactitude de notre code de calcul, nous avons réalisé une comparaison entre nos résultats et les résultats numériques obtenus par **Oztope et al. [19]** pour le cas de la convection mixte dans une cavité séparée verticalement par une couche solide avec $Rk=1000$ et pour différentes valeurs du nombre de Richardson (0,1, 1 et 10). Les contours fonction du

courant et des isothermes présentés sur la **Figure II.3** montrent un très bon accord entre nos résultats et ceux d'Oztop et al. [19].



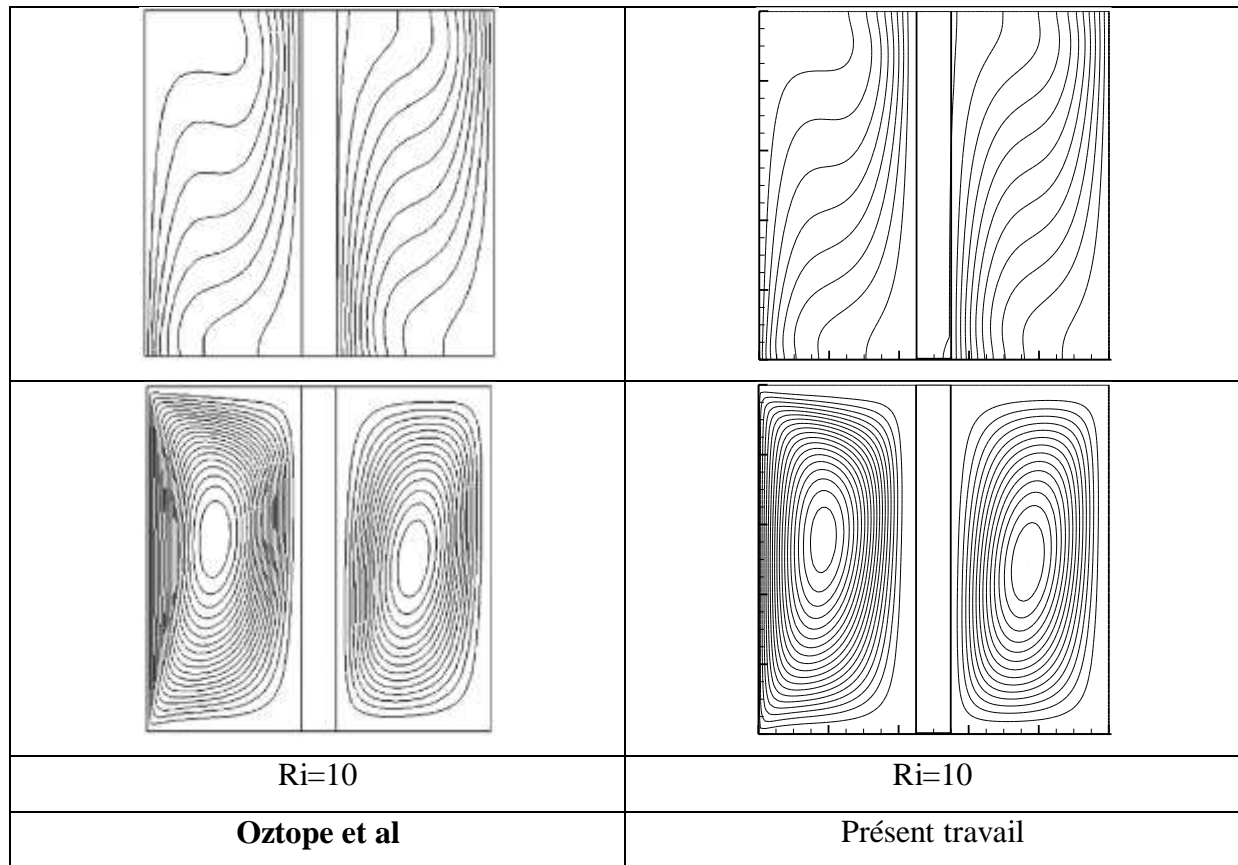


Figure II.3: Comparaison des contours de la fonction du courant et des isothermes avec celles d'Oztope et al. [19].

II.5. Le nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est donné par la relation suivante :

$$Nu = - \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{x=0}$$

Chapitre III

Résultats et discussions

Résultats et discussions

III.1. Introduction

Dans ce chapitre on s'intéresse par l'effet du rapport de conductivité thermique, le nombre de Richardson et le nombre de Darcy sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur dans une cavité carrée séparée verticalement par une couche poreuse.

III.2. L'effet du rapport de conductivité thermique et du nombre de Richardson

III.2.1. Champs dynamique et thermique

Les **Figures III.1-3** montrent l'influence du rapport de la conductivité thermique sur les contours de la fonction du courant et le champ thermique pour différentes valeurs du nombre de Richardson ($Ri = 0.1, 1$ et 10). Pour $Ri=0.1$ et $Rk=0.1$ (**Figures III.1**) la structure de l'écoulement est représentée par une cellule de recirculation horaire confinée dans la zone fluide 1 créée par l'entraînement de la paroi mobile gauche. Le champ thermique correspondant montre un regroupement des isothermes au niveau de la couche poreuse serrées au coin supérieur droit et au coin inférieur gauche. En effet, on remarque clairement que l'augmentation du rapport de la conductivité thermique est insignifiante sur la structure de l'écoulement, par contre, les isothermes deviennent regroupées de plus en plus dans les zones fluides. Par conséquent, une distribution uniforme de température est observée pour $Rk \geq 10$.

Pour $Ri=1$ (**Figures III.2**) sous l'effet des forces de flottabilité, on remarque la naissance d'une cellule secondaire contrarotative de faible intensité localisée dans la zone fluide 2. Avec l'augmentation de Rk , une sensible augmentation de l'intensité de la cellule secondaire est observée, par contre, l'intensité et la taille de la cellule principale demeurent sensiblement

constantes. En revanche, pour $Rk=0.1$, les isothermes sont regroupées dans la couche poreuse serrée au coin supérieur gauche et inférieur droite. Ceci est expliqué par le sens antihoraire de la cellule contrarotative. De plus, on observe le même effet de Rk sur le champ thermique comparativement avec celui de $Ri = 0.1$ (**Fig. III.1**) avec une légère déformation des isothermes dans la zone fluide 2.

En augmentant le nombre de Richardson à 10, les forces de flottabilité deviennent très importantes, ce qui se traduit par une augmentation importante de la taille et de l'intensité de la cellule secondaire entraînant l'apparition de deux noyaux due à la résistance de la couche poreuse ($Da=5.10^{-4}$). Une diminution de l'intensité et de la taille de la cellule de la convection forcée est observée. Cette dernière est poussée vers la paroi gauche sous l'effet de la cellule contrarotative. De plus, on remarque que l'intensité de la cellule secondaire augmente au fur et à mesure que Rk augmente. Le champ thermique correspondant montre une stratification horizontale au milieu de la cavité avec une compression de celle-ci au coin inférieur droite et supérieur gauche de la cavité.

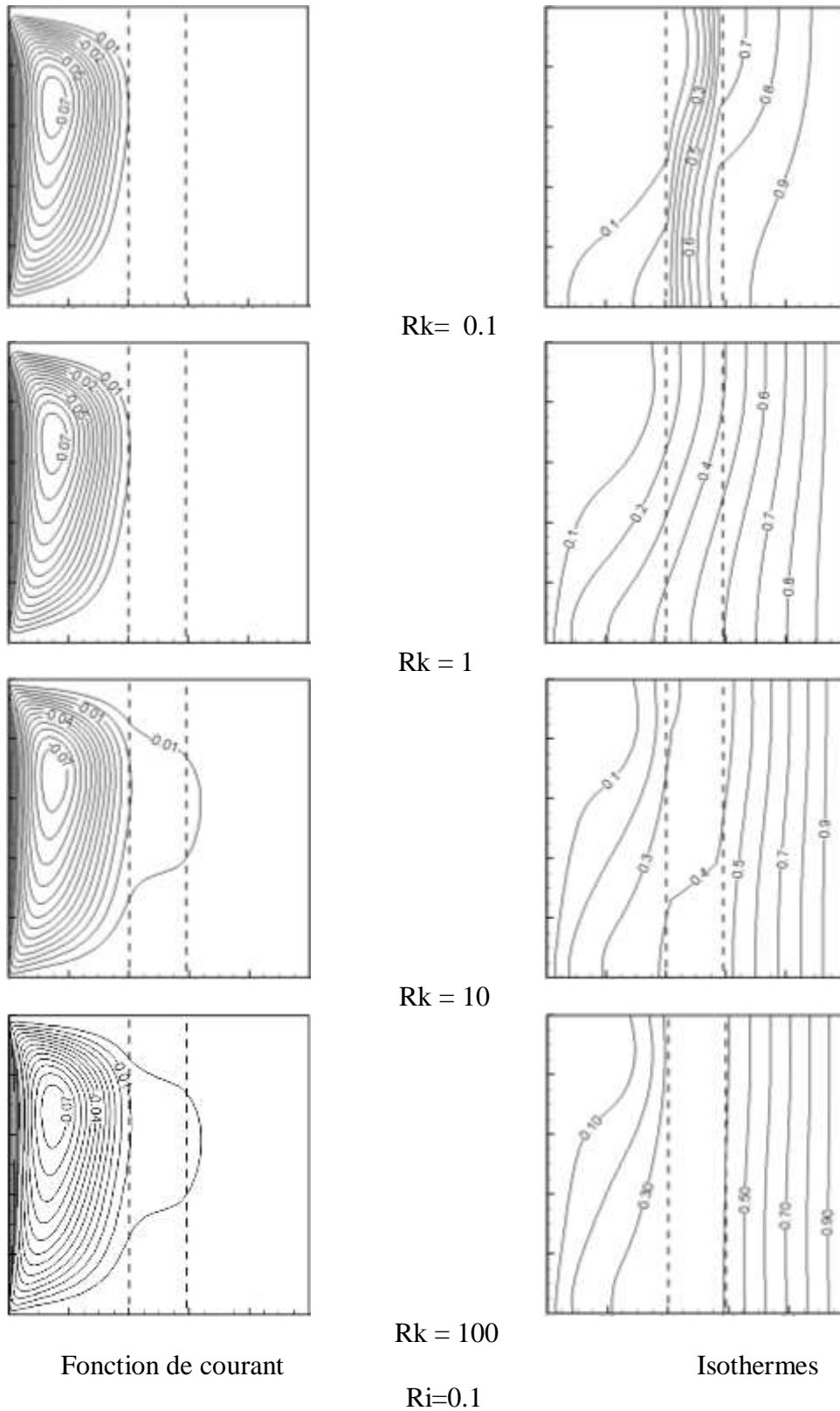


Figure III.1: Fonction du courant et Isothermes pour $Ri = 0.1$, $Da = 5 \times 10^{-4}$, $\Delta = 0.2$ et $\epsilon = 0.9$.

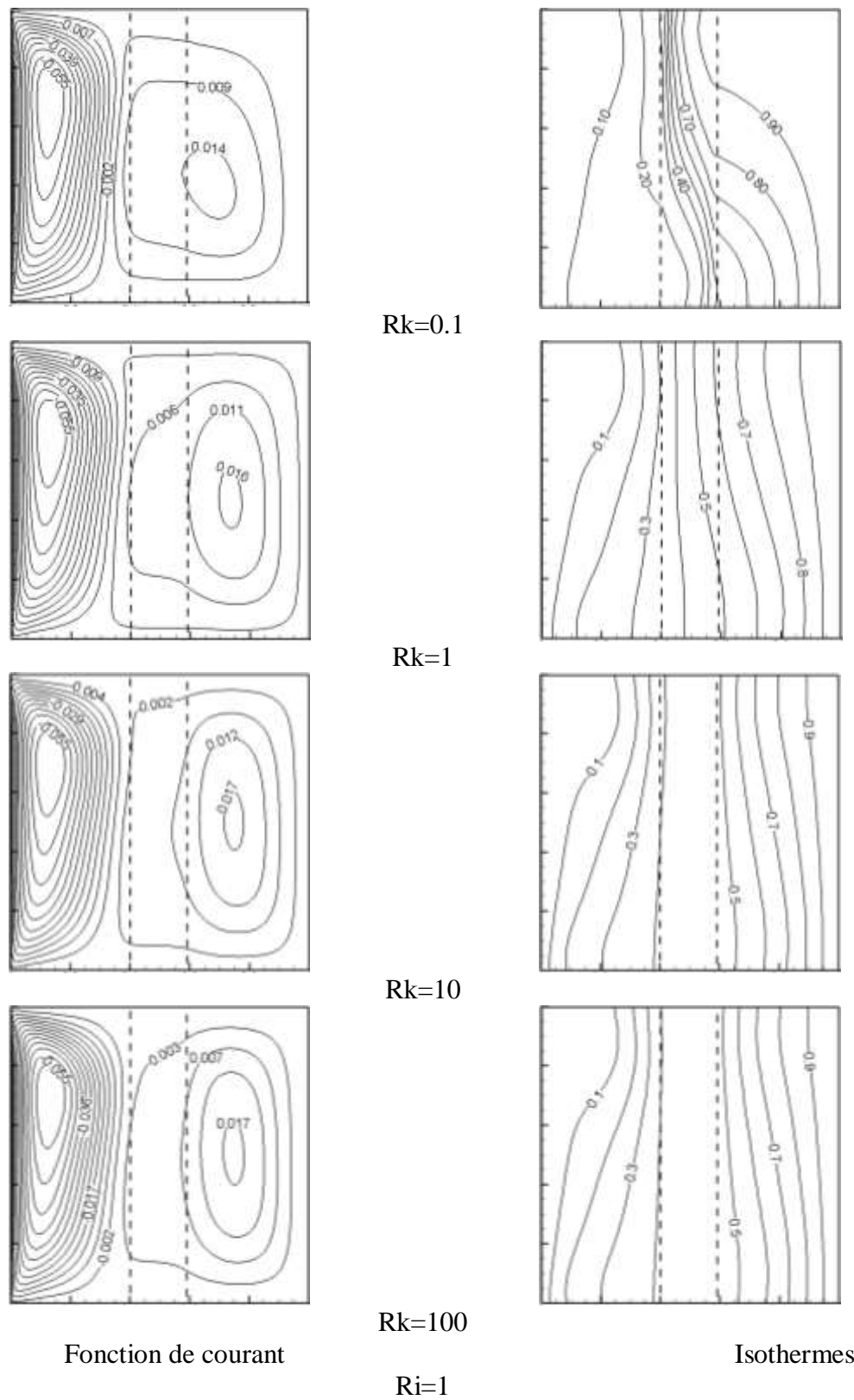


Figure III.2: Fonction de courant et Isothermes pour $Ri = 1$, $Da = 5 \times 10^4$, $\Delta = 0.2$ et $\epsilon = 0.9$.

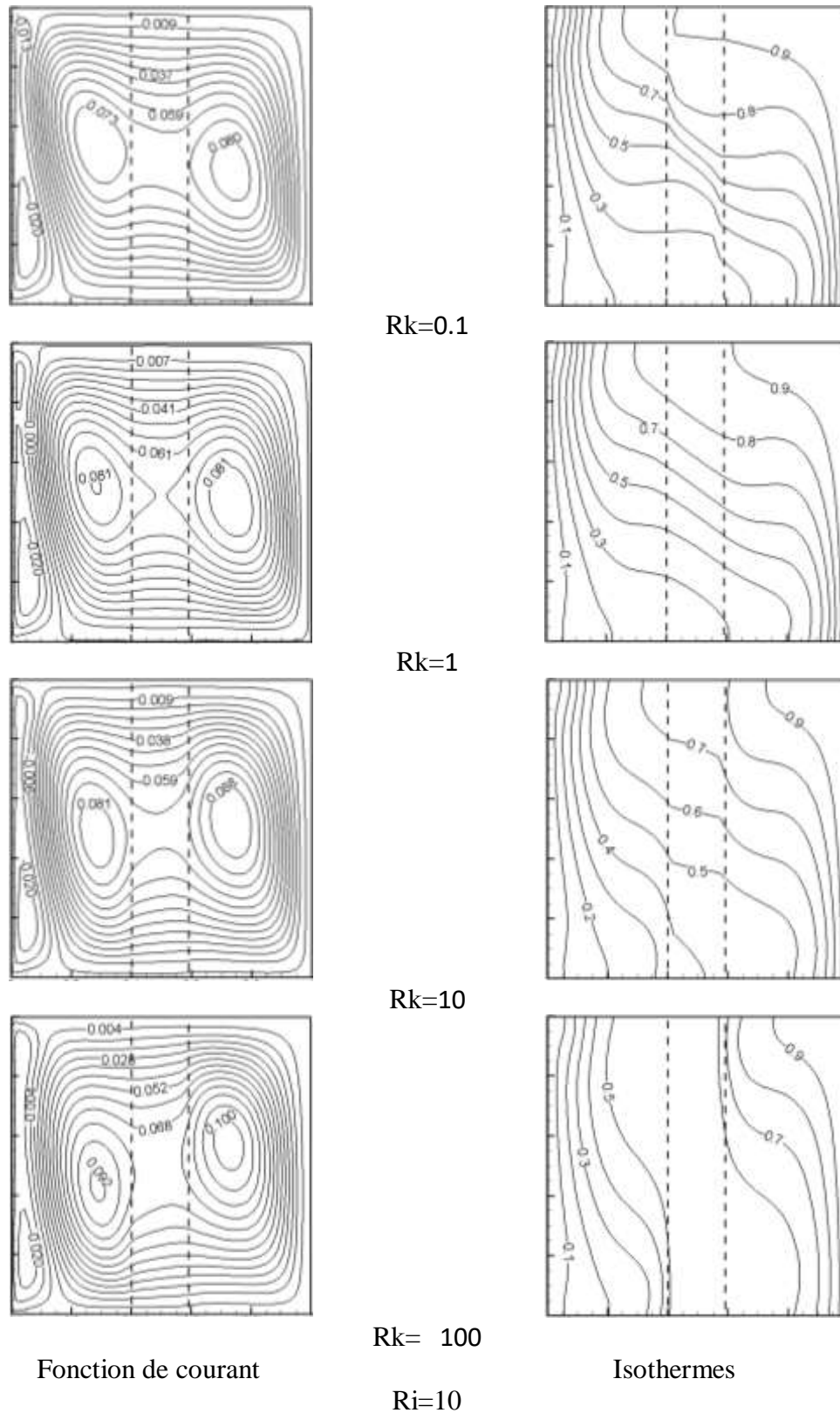


Figure III.3: Fonction de courant et Isothermes pour $Ri = 10$, $Da = 5 \times 10^{-4}$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$.

III.2.2. Nombre de Nusselt local

L'influence du rapport de la conductivité thermique et du nombre de Richardson sur le nombre de Nusselt local à la paroi chaude (Nu_{chaude}), est illustrée sur la **Figure III.4**. On constate que les courbes du nombre de Nusselt présentent différents comportements en fonction des valeurs de la conductivité thermique effective (R_k) et du nombre de Richardson (Ri).

Pour $Ri = 0.1$, on constate que le nombre de Nusselt présente une augmentation le long de Y indépendamment du rapport de la conductivité thermique. En plus, l'augmentation de R_k engendre un accroissement du nombre de Nusselt le long de Y . Pour $Ri = 1$ et 10 on remarque un comportement inverse de la variation de Nu_{chaude} le long de Y comparativement avec celui de $Ri = 0.1$ dont Nu_{chaude} diminue le long de Y . En effet, pour $Ri = 1$, l'augmentation de R_k mène à l'augmentation de Nu_{chaude} le long de Y . Par contre, pour $Ri = 10$, l'effet de R_k est insignifiant sur le nombre de Nusselt pour $Y \geq 0.5$.

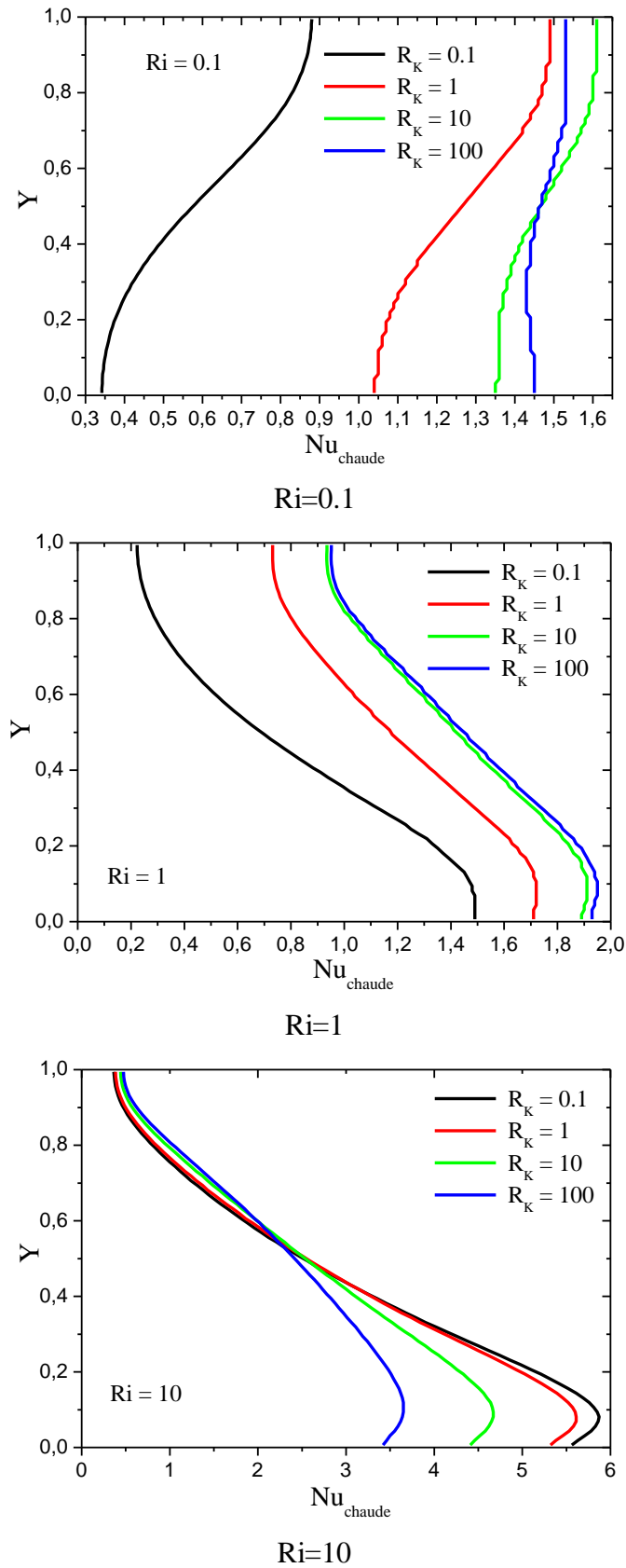


Figure III.4: Nusselt local de la paroi chaude pour différent rapport de la conductivité thermique et du nombre de Richardson, $Da = 5 \times 10^{-4}$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$.

III.2.3. Vitesses de l'écoulement

La **figure III.5** illustre l'influence de R_k sur le profil de la composante verticale de la vitesse (V) à $Y=1/2$. Pour $R_i=0.1$, la vitesse verticale enregistre une valeur minimale dans la zone fluide 1 à $X=0.3$ puis elle soumise à une augmentation jusqu'à ce qu'elle devient nulle à la couche poreuse et la zone fluide 2. On remarque que l'effet de R_k est insignifiant sur la composante verticale de la vitesse. Pour $R_i=1$, le profil de la vitesse demeure quasiment le même dans le zone fluide 1 et la couche poreuse, par contre, dans la zone fluide 2 le profil devient sinusoïdale à cause de la naissance de la cellule contrarotative sous l'effet des forces de flottabilité. Pour $R_i=10$, le profil de la vitesse devient sinusoïdale au niveau de la zone fluide 1 et 2 avec une augmentation importante des amplitudes (les pics), ceci est expliqué par l'augmentation importante de la taille et de l'intensité de la cellule contrarotative. L'augmentation du rapport de la conductivité thermique engendre une légère augmentation de la vitesse V .

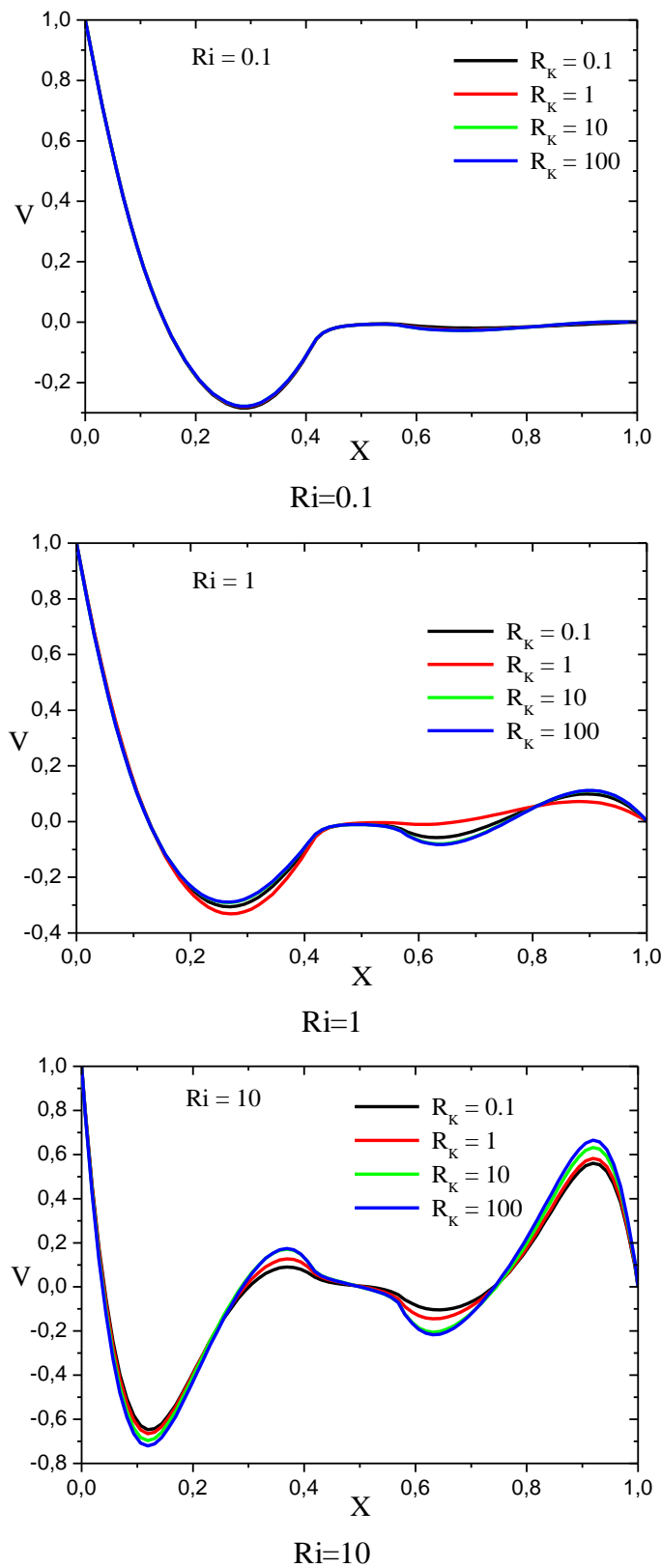


Figure III.5: Vitesse verticale au plan médium pour différent rapport de la conductivité thermique et du nombre de Richardson, $Da = 5 \times 10^{-4}$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$.

III.3. L'effet du nombre de Darcy

Dans cette partie, on s'intéresse par l'effet du nombre de Darcy ($10^{-1} \geq Da \geq 10^{-6}$) pour $Ri=10$, $Rk=10$. Il est intéressant de noter que la diminution du nombre de Darcy liée directement par la diminution de la perméabilité de la couche poreuse.

III.3.1. Champs dynamique et thermique

La **Figures III.6** montre l'influence du nombre de Darcy sur les contours de la fonction du courant et le champ thermique pour $Ri=10$ et $Rk=10$. Pour $Da=10^{-1}$, l'écoulement est bicellulaire, la première cellule (due à l'effet de la convection naturelle) s'étalant jusqu'à la paroi mobile, alors que la deuxième (due à l'entraînement de la paroi mobile) est restée adhérente à la paroi par une faible intensité. Le champ thermique présente une stratification horizontale des isothermes au milieu de la cavité avec un redressement de celle-ci près des parois verticales. Avec la diminution du nombre de Darcy (10^{-3} et 10^{-4}), l'intensité de la cellule de la convection naturelle diminue et son noyau se divise en deux noyaux, l'un centré dans la zone fluide 1 et l'autre dans la zone fluide 2 qu'il en résulte une augmentation dans la taille et l'intensité de la cellule de la convection forcée. Pour $Da=10^{-6}$, le régime de l'écoulement devient multicellulaire, dont la cellule de la convection naturelle se divise en deux cellules. Ceci est expliqué que la couche poreuse devient imperméable aux faibles valeurs de Da . Concernant le champ thermique, les isothermes perdent leur courbure au fur et à mesure que le nombre de Darcy diminue.

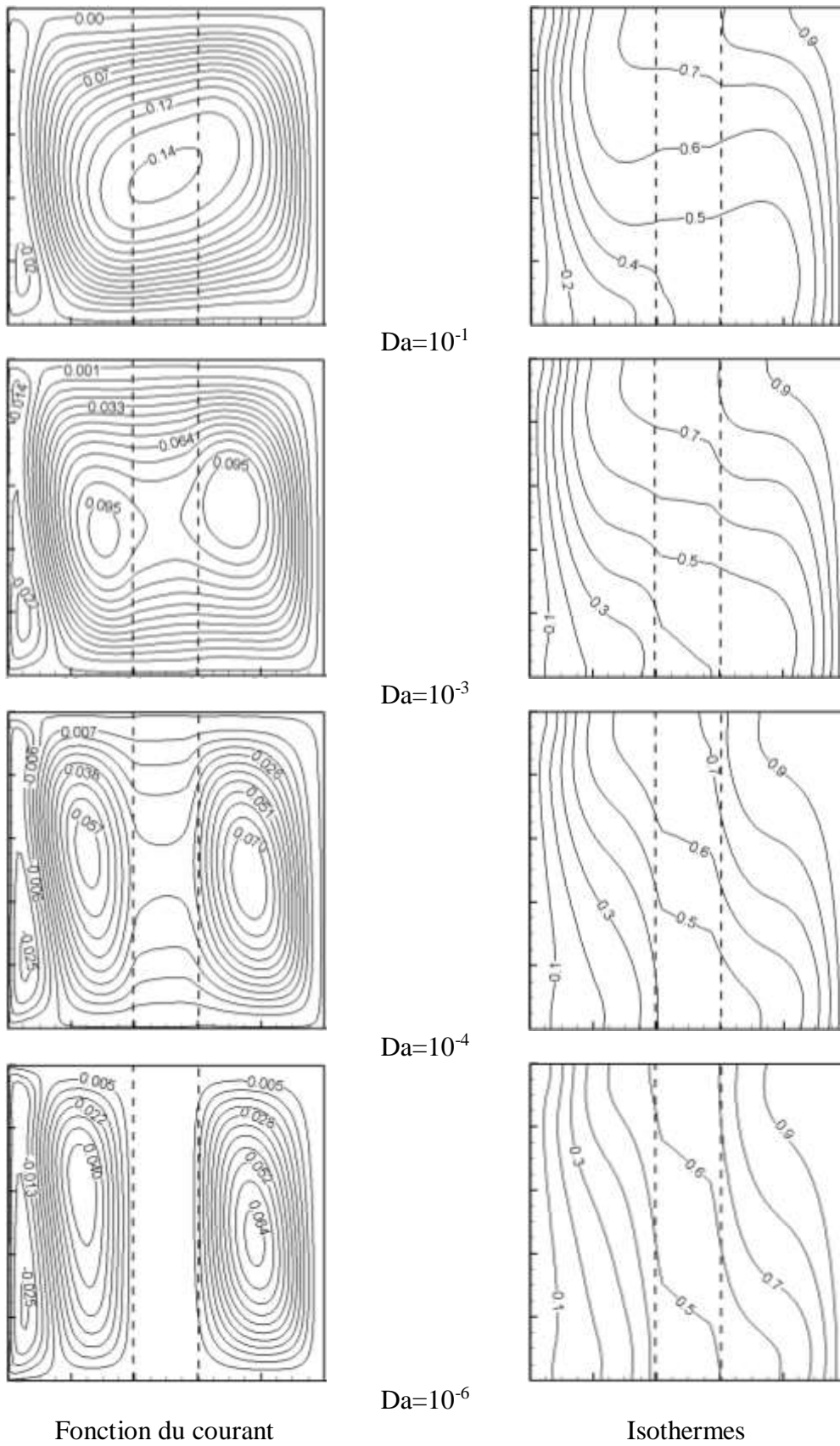


Figure (III.6): Fonction de courant et Isothermes pour différents nombre de Darcy, $Ri = 10$, $Rk=10$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$.

III.3.2. Nombre de Nusselt local

L'influence du nombre de Darcy sur le nombre de Nusselt local de la paroi chaude (Nu_{chaude}) est illustrée sur la **Figure III.7** pour $Ri=10$ et $Rk=10$. Pour toutes les valeurs du nombre de Darcy, on remarque que le nombre de Nusselt illustre une faible augmentation lorsque Y varie de 0 à 0.1 puis il soumit à une diminution monotone jusqu'à $Y=1$. La diminution du nombre de Darcy mène à une diminution notable du nombre de Nusselt. Ceci est justifié par la diminution de l'intensité de l'écoulement, (voir **Fig.III.6**)

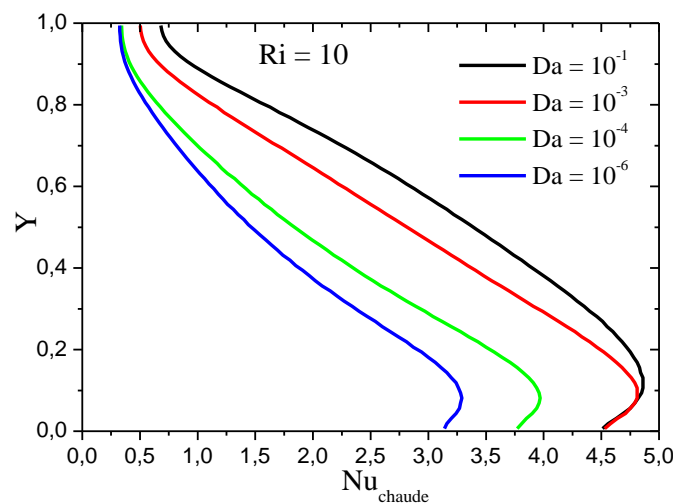


Figure III.7: Nusselt local de la paroi chaude pour différent le nombre de Darcy, $Rk = 10$, $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$.

III.3.3. Vitesse de l'écoulement

Le profil de la vitesse verticale pour différentes valeurs du nombre de Darcy est schématisé par la **Figure III.8**. On observe bien que la vitesse verticale présente une diminution près des parois verticales accompagnée par une augmentation de celle-ci près des interfaces fluide/poreux toute on diminuant le nombre de Darcy. Par conséquent, on observe la formation de deux couches limites dynamiques aux deux interfaces. Au niveau de la couche poreuse, la vitesse devienne nulle pour $Da < 10^{-4}$.

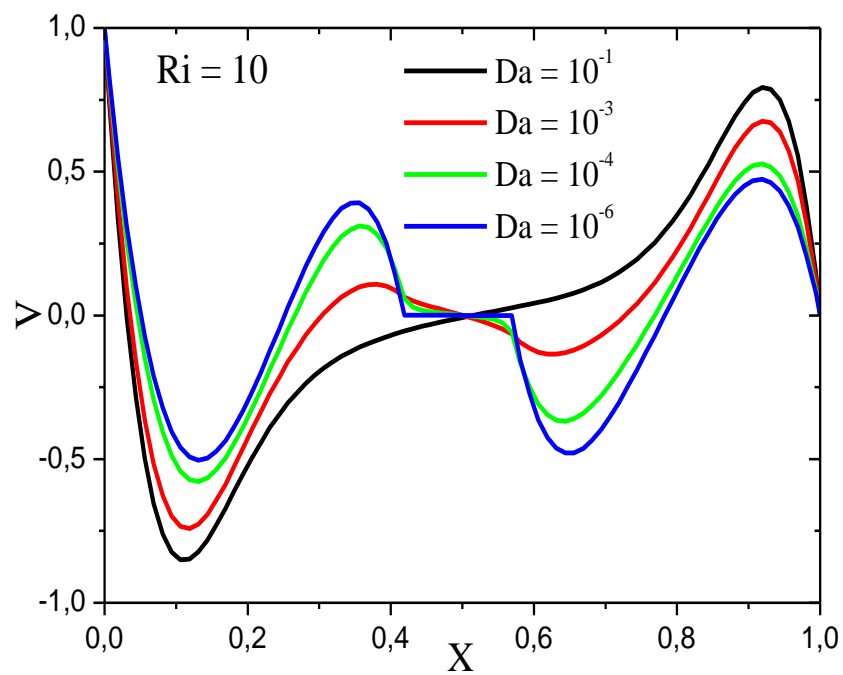


Figure III.8: Vitesse verticale pour différents nombre de Darcy, $Rk = 10$,
 $\Delta = 0.2$ et $\varepsilon = 0.9$.

Conclusions

Dans ce travail, nous avons présenté une étude numérique du transfert de chaleur par convection mixte conjuguée à l'intérieur d'une cavité carrée verticalement séparée par une couche poreuse. La paroi verticale gauche est maintenue à une température froide et se déplace vers le haut avec une vitesse constante. La paroi verticale droite est immobile et maintenue à une température chaude. Les parois horizontales sont immobiles et adiabatiques. Dans le milieu poreux, la formulation mathématique du problème repose sur le modèle général de Darcy-Brinkman-Forchheimer. La méthode du volume fini est utilisée pour discrétiser les équations de conservation. L'influence du rapport de la conductivité thermique, le nombre de Richardson et le nombre de Darcy sur la structure de l'écoulement et le transfert thermique est examinée. Les résultats obtenus montrent que :

1. Aux faibles valeurs de R_k , la couche poreuse est supposée comme un isolant thermique.
2. Une distribution uniforme de température au niveau de la couche est observée.
3. L'effet de R_k est insignifiant sur le champ dynamique pour les faibles valeurs de R_i .
4. Aux valeurs élevées de R_i , l'intensité de l'écoulement générée par la convection naturelle est légèrement augmentée avec R_k .
5. La diminution du nombre de Darcy engendre un décroissement de l'intensité de l'écoulement qu'il en résulte une diminution de transfert de chaleur.

Références bibliographiques

- [1] **B. Lyes**, Etude Numérique de la Convection Mixte en Milieu Poreux dans un Canal Contenant des Composants électronique, thèse de Doctorat, Université Constantine 1, 2014.
- [2] **M. Djilali, H. Sabrina**, contribution à l'étude de la convection naturelle conjuguée en milieu poreux, Mémoire de Master, Université Kasdi Merbah-ouargla, 2015.
- [3] **B. Lyes**, Transfert thermique en convection naturelle dans une cavité partiellement poreuse, Mémoire de Master, Université Abderrahmane Mira de Bejaia, 2013.
- [4] **A. Bourouis**, Transfert convectif dans une cavité totalement ou partiellement occupée par une matrice Poreuse en ETL ou HETL, Thèse de doctorat, de l'Université Constantine, 2016.
- [5] **J. C. Ward**, Turbulent flow in porous media, *J. Hyd. Div. ASCE*, vol. **90**, pp. 1-12, 1964.
- [6] **H. Saleh, et I. Hashim**, Conjugate Natural Convection in a Porous Enclosure with Non-Uniform Heat Generation, *Transp. Porous Media*, vol. **94**, pp. 759–774, 2012.
- [7] **M. Bhuvaneswari, S. Sivasankaran, et Y.J. Kim**, Effect of aspect ratio on convection in a porous enclosure with partially active thermal walls, *Computers and Mathematics with Applications*, vol. **62**, pp. 3844-3856, 2011.
- [8] **T. Grosan, C. Revnic, I. Pop et D. Ingham**, Magnetic field and internal heat generation effects on the free convection in a rectangular cavity filled with a porous medium, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. **52**, pp. 1525-1533, 2009.
- [9] **K.M. Khanfar, et Ali. J. Chamkha**, Mixed convection in a lid-driven enclosure filled with a fluid-saturated porous medium", *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, vol. **42**, pp. 2465-2481, 1999.
- [10] **M. Mbaye, E. Bilgen et P. Vasseur**, Natural-convection heat transfer in an inclined porous layer boarded by a finite-thickness wall, *Int. Journal. Heat and Fluid Flow*, vol. **14**, pp. 244-291, 1993.
- [11] **M. Mobedi**, Conjugate natural convection in a square cavity with finite thickness horizontal walls, *Int. Communication in Heat and Mass Transfer*, vol. **35**, pp. 503-513, 2008.
- [12] **H. F. Oztop, C. Sun, et B. Yu**, Conjugate-mixed convection heat transfer in a lid-driven enclosure with thick bottom wall, *Int. Communication in Heat Mass Transfer*, vol. **35**, pp. 779-785, 2008.

- [13] **V. Elaprolu, M. Das**, Laminar mixed convection in a parallel two-sided lid-driven differentially heated square cavity fluid with a fluid-saturated porous medium, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. **53**:1, pp. 88-110, 2008.
- [14] **C. Beckermann, S. Ramadhyani et R. Viskanta**, Natural convection flow and Heat Transfer between a fluid layer and a porous layer inside a rectangular enclosure, *Journal of Heat Transfer*, vol.**109**, pp. 363-370, 1987.
- [15] **P. Huang et C. Chen**, Simulation of mixed convection in a vertical channel containing discrete porous-covering heat blocks, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. **55**, pp. 3147-3159, 2012.
- [16] **G. Naele et W. Nader**, Practical significance of Brinkman's extension of Darcy's law: coupled parallel flows within channel and a bounding porous medium, *Canadian Journal of Chemical Engineering*, vol. **52**, pp. 475-478, 1974.
- [17] **T.S. Lundgren**, Slow flow through stationary random beds and suspensions of spheres, *Journal of Fluid Mechanics*, vol.**51**, pp. 273-299, 1972.
- [18] **S.V. Patankar**, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, *Hemisphere, Washington*, DC, Company, New York. 1980.
- [19] **H. F.Oztop, Z. Zhao, et Yu. Bo**, Conduction-combined forced and natural convection in lid-driven enclosures divided by a vertical solid partition, *Int. Communication in Heat Mass Transfer*, vol. 36, pp. 661-668, 2009.