République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique

Université YAHIA FARES de MEDEA



Faculté de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme de Master en Génie mécanique

Option : Master énergétique et thermique des systèmes

THEME :

Etude la convection naturelle dans une cavité carrée de Milieu poreux

Proposé et dirigé par :
Dr. ALLICH MOUNIR
Dr. REBHI REDHA

Etudié par:
Mr. *MESTOUI MOHAMED*
Mr. ALLAG FAROUK

Promotion 2016/2017

Remerciements

A travers ce modeste travail, nous tenons à remercier vivement Notre promoteur « ***Dr. ALLICH MOUNIR ET Dr REBHI REDHA*** *» pour l'intéressante documentation qu'il a mise à notre disposition, pour ses conseils précieux et pour toutes les commodités et aisances qu'il nous a apportées durant notre étude et réalisation de ce projet.*

Nos remerciements les plus vifs s'adressent aussi aux messieurs les membres de jury d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer notre travail.

Nous exprimons également notre gratitude à tous les professeurs et enseignants qui ont collaboré à notre formation depuis notre premier cycle d'étude jusqu'à la fin de ce cycle universitaire. Sans omettre bien sûr de remercier profondément à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation du présent travail.

MESTOUI MOHAMED

ALLAG FROUK

Dédicaces

J'ai l'immense honneur de dédier ce mémoire :

A mes très chers parents. Je dédie ce travail aussi à mon très cher frère et mes sœurs. A toute La famille 'Mestoui' et 'Aissaoui'. A monsieur l'encadreur Dr. ALLICH MONIRE REBHI REDHA pour son Aide et ses orientations dans mon domaine. A mes très chers amis BOUANIGA KHALED, FERRAI YOUCEF, HENDEL CHEMS EDDINE. A tous mes amis de l'université de Médéa .A tous mes enseignants qui ont fait leurs possibles pour nous donner le maximum d'informations concernant notre étude. A tous ceux qui m'ont aidé durant ma vie universitaire .A tous ceux qui j'aime et qui m'aiment.

.MESTOUI Mohamed.

Dédicaces

Dieu me suffit, quel excellent protecteur

Je dédie ce modeste travail à :

A ma formidable mère qui m'a toujours soutenue, et m'a toujours encouragé et qui n'a jamais cessé de croire en moi.

A mon père qui a toujours su me donner les meilleurs conseils pour ma réussite. Mes frères et sœurs, et toute la famille sans exception. Tous mes amis et à tous ceux qui m'ont aidé de loin ou de prés.

.ALLAG FAROUK



LISTE DES FIGURES

Chapitre I

Figure 1-1: schéma représentant la configuration de la convection naturel dans une cavité……....**5**

Figure .I .2 : image représenté milieu poreux ……...…..…**6**

Figure1-3 : schéma explicatif de la notion de tortuosité……..……**8**

Figure1-4: Représentation schématique de la taille intermédiaire ‹‹*l*›› du volume élémentaire représentatif (V.E.R) entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique ‹‹*L*›› et à l'échelle des pores ‹‹*d*›› (Delache, 2005) …….……**9**

Figure I.5 : Cavités carrées poreuses avec des parois verticales partiellement actives…….....**10**

Figure 1-6 : Géométrie et conditions de la cavité étudiée dans la référence…….…..**12**

Figure .I.7: Cavité rectangulaire avec les parois verticales sont portées à différentes températures constantes, tandis que les parois horizontales sont adiabatiques (Ilis et al., 2008)…….….**13**

Figure.1-8: Cavité triangulaire à angle droit avec différentes conditions thermiques (Basak et al..2012)…….…...**14**

Figur.I.9 : Cavité carrée dont le trait épais représente la source de chaleur. Les parois verticales sont refroidies, tandis que la paroi supérieure et les parties restantes de la paroi de fond sont maintenues adiabatiques (Saravanan et Sivaraj, 2011)……...……..….**15**

Chapitre II

Figure II.1-Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection**……...….18**

Figure II.2:Convection naturelle dans les cavités rectangulaires**……...….18**

Figure II-3: Répartition de la température dans une paroi d'épaisseur (dx) **……..19**

Figure II.4:Bloc poreux soumis à un écoulement**…….……..…30**

Figure II.5 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites**……..…35**

Chapitre III

Figure III .1 : image de logiciel ANSYS CFX……..…….**44**

Figure III.2 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites……**49**

Figure III. 3: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites……**49**

Figure III.4 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites**……..…….50**

Chapitre IV

Figure IV.1: conditions aux limites ……..……....….**52**

Figure IV -2(a) :Grille de maillage utilisée; 25x25, 50x50……..….**53**

Figure IV -2 (b): Grille de maillage utilisée :75×75,100x100……...……..….**53**

Figure IV.3 : confrontation des résultats numérique : (a) profil de Tx ; (b) profil de U ; (c) profil de Ty ; (d) profil de v ; RaT= 10^5 ……..……..….**55**

Figure IV.5: isotherme température……..……..…….**56**

Figure IV.6 : la vélocity U……..……...….**56**

Figure IV.7: la vélocity V……..…….**57**

Figure IV.8 : champs de courant……..……..….**57**

Figure IV.9: La température T……..……...……..….**59**

Figure IV 10: La vélocity U……..……..**58**

Figure IV 11: vélocity V……..……..…….**58**

Figure IV 12 : champs de courant……..…….……...….**59**

Figure IV 13 : température……..……...….**60**

Figure IV 14 : vélocity U……..…….…….……**60**

Figure IV 15 : vélocity V……..…….…….……**61**

Figure IV 16: champs de courant……...……..……...……..…**61**

Figure IV 17 :la température……..…….……**62**

Figure IV.18 : la vélocityU ……..…….……**62**

Figure IV.19: la vélocityU ……..…….……..…**63**

Figure IV. 20 : Profils de température **T** pour différentes valeurs de **RaT**: (a) y=**0.5**, (b) **X**=**0.5**….**64**

Figure IV 21 : profils de la vitesse u∗ pour différentes valeurs de RaT: (a) Y=0.5……**65**

Figure IV 22 : profils de la vitesse u∗ pour différentes valeurs de RaT: (a) X=0.5……**66**

Figure IV 23: Evolution du nombre de Nu le long de la paroi chaude ;y/H……...…**67**

Figure IV. 24 (a) ,(b), (c) : la température et vélocity U et vélocity V ……..…**68**

Figure IV.25 (a),(b), (c) : température, vélocity U vélocity Y ……..……**69**

Figure4.26 : (a) ,(b), (c) :température , vilocity U , vélocity V……..**74**

Figure IV.27 : Comparaison des résultats de milieu fluide et milieu poreux (a) profile Tx, (b)profile Ty ; (c) profile de U ; (D) profile de V……**75**

Figure IV.28: Comparaison des résultats de milieu fluide et milieu poreux et tortuosité (0.2,0.5 ;0.8 ;1) **……76**

Liste des tableaux

Tableau I.1 : valeurs moyennes de la porosité de quelques matériaux. ……7

Tableau I ,2 : Perméabilité de quelques matériaux poreux……..8

Tableau II-1..Coefficients empiriques du modèle k-ε …….. 38

Tableau III.1 : propriétés physique de l'air……...48

Tableau III.2 : Représenté Nombre de Rayleigh……...48

Nomenclature

h coefficient de transfert de chaleur par convection.

H hauteur de la cavité.

L larguer du système.

T∞ Température de fluide loi de la surface de solide.

Tc Température de la paroi chaude.

Tf Température de la paroi froide.

K perméabilité.

V est une quantité moyennée à travers un volume élémentaire.

A= L/H le rapport d'aspect de la cavité.

T température.

n nombre de composants.

e quantité spécifique.

P pression.

A Rapport de forme.

H Hauteur de cavité.

Nu nombre de Nusselt.

Pr nombre de Prandtl.

Ra nombre de Rayleigh.

X, Y coordonnées adimensionnelles.

Symboles Grecs

ΔT différence de température.

Φ Flux de chaleur transmis par convection.

μ viscosité dynamique.

φ Température Adimensionnelle.

ρ La masse volumique du fluide considéré.

ε La porosité des milieux poreux.

(Cp) eff La capacité calorifique effective .

ρ (Cp)f La capacité calorifique du fluide .

λeff La conductivité thermique effective.

β Le coefficient de dilatation thermique.

ρ0 La masse volumique.

Ψ fonction de courent.

Les indices

C chaude

F froide

T total

m moyen

Résumé :

Cette étude concerne la simulation numérique de la convection naturelle dans une enceinte de fourme carrée bidimensionnelle stationnaire .l'enceinte est remplie d'une matière poreuse homogène et isotrope. Les parois horizontales de l'enceinte sont adiabatiques imperméables .les parois verticales de la cavité sont soumises à des températures constants

Le problème est régi par un ensemble d'équations différentielles non linéaires et fortement couplées appelées équations gouvernantes, en l'occurrence l'équation de la conservation de la masse (équation de continuité), l'équation de mouvement et l'équation de l'énergie. Le système d'équations qui régit le phénomène de la convection naturelle est résolu numériquement grâce à un code commercial de calcul ANSYS CFX. Ce problème est gouverné par différents paramètres de contrôle, à savoir le nombre de Rayleigh thermique, R_T et la porosité normalisée, ε. L'influence de ces paramètres de contrôle du problème sur l'intensité de l'écoulement et sur le transfert de chaleur seront abordés pour une large gamme des paramètres de base.

Mots clés : convection naturelle ; les milieux poreux ; ANSYS CFX ; transfert de chaleur ;

ملخص

تتناول هذه الدراسة المحاكاة العددية في وسط مسامي متجانس و الخواص الفيزيائية ثابتة في جميع الاتجاهات حيث التجويف مربع الشكل. الجدران الأفقية عازلة للحرارة وغير نافلة بينما الجدران العمودية تخضع لدرجة لحرارة ثابتة. كما تخضع هذه المشكلة لمجموعة من المعادلات التفاضلية غير الخطية: معادلة الاستمرارية, معادلة الحركة, معادلة الطاقة. يتم حل هذه المعادلات التي تحكم ظاهرة الحمل الحراري الطبيعي باستخدام برنامج ANSYS CFX . يتم التحكم في هذه المسالة من قبل المعلمات التحكم المختلفة و هي عدد رالي ومسامية التجويف.

الكلمات المفتاحية . الحمل الحراري الطبيعي, الأوساط المسامية, تجويف مربع

Sommaire

Introduction générale 4
CHAPITRE I : ETUDE BIBIOGRAPHIQUE 5
I.1- Généralités : 5
1-2 Milieu poreux 6
1-2-1 Définition de milieu poreux : 6
I.2.2 Propriétés du milieu poreux : 6
1-3 Volume Elémentaire Représentatif (V.E.R) : 9
1-4 Revue bibliographique : 9
1-5 Conclusion : 16
CHAPITRE II : MODELE PHYSIQUE ET FORMULATION MATHIMATIQUE 17
II.1 Introduction : 17
II .2Mécanismes du transfert de chaleur : 17
II.2-1 Transfert par rayonnement : 17
II 2-2 Transfert thermique par conduction : 18
II 2-2-1 Loi de Fourier : 18
II 2-3Transfert de chaleur par convection : 19
II.3 Domaines d'application du transfert de chaleur par convection : 20
II.3.1Type de transfert de chaleur de convection : 20
II.3.1.1Convection naturelle (libre): 20
II.3.1.2convection forcée : 21
II.3.1.3Convection mixte : 21
II.3.2 Transfert de chaleur par rayonnement : 21
II .4Convection en milieu fluide : 21
II .4.1Hypothèse de calcul : 21
II -4-2Equation générale de transport : 22
II -4-2-1Equation de continuité : 22
II -4-2-2Equation de conservation de quantité de mouvement : 22
II -4-2-3Equation d'énergie : 23
II -4-2-4Equation d'énergie en fonction de l'énergie interne : 23
II -5-1-Equations adimensionnelles : 24
II -5-1-1Grandeurs physiques : 24
II -5-1-2Grandeurs de référence : 24

II -5-1-3Equation de conservation de masse : 24
II -5-1-4Equation de conservation de quantité de mouvement : 24
II -5-1-5Equation de conservation d'énergie : 25
II.6-1 Formulation mathématique 25
II.7- Equations de quantité de mouvement dans les milieux poreux : 26
II.8Caractéristiques thermodynamiques du milieu poreux : 26
II.8.1Viscosité effective : 26
II.8.2Conductivité effective 26
II.9 Les nombre adimensionnels : 27
II.9.1 Nombre de Grashof : 27
II.9.2Nombre de Rayleigh 28
II.9.3 Nombre de Prandtl : 28
II.9.4Nombre de Darcy : 28
II.10 Modèles d'écoulement en milieux poreux : 29
II. 10.1-La loi de DARCY : 29
II.10.2 Loi de Darcy Forchheimer : 31
II.10.3 Formulation de BRINKMA : 32
II.11 Modèle général : 32
II.12Equations générales dans un milieu poreux en régime laminaire : 32
II.12.1L'équation de continuité : 33
II.12-2Equations de quantité de mouvement dans les milieux poreux : 33
II.12.3Equation d'énergie En milieu poreux : 33
II.13 Conditions aux Limites : 34
II.13.1 condition thermique : 34
II.14 Equations adimensionnelles : 35
II.14.1Grandeurs physiques 35
II.14.2Equation de conservation de masse : 36
II.14.3 Equations de conservations de quantité de mouvement : 36
II.14.4Equation de conservation d'énergie : 36
II.15Modèle de Turbulence : 36
II.16 Modèle mathématique du problème étudié : 38
II.16.1 -Equations dimensionnelles : 38
II.16.2 Equation de continuité 40
II.16.3Equation de quantité de mouvement suivant la direction X : 40

II.16.4Equation de quantité de mouvement suivant la direction Y : 40
II.16.5 Equation de l'énergie : 40
II.17 Transfère de chaleur : 40
II-18 Conclusion : 41
CHAPITRE III : PRESENTATION DU TRAVAIL 43
III.1 Introduction 43
III.2Présentation d'ANSYS : 43
III 2.1 ANSYS CFX et Fluent 43
III .2.2 Définition de CFX : 44
III.2.3 procédure et étapes de la simulation numérique : 45
III.2. 4Propriété physique de l'air : 48
III.2.5 description du problème 48
III .2.5.1 : cavité carrée : 48
III.3 Cavité carrée (la paroi supérieure froide et paroi inferieure chaude): 49
III.4 Cavité carrée avec milieu poreux : 50
CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSION 51
IV-Introduction 51
IV-1-1 Modèle physique et conditions aux limites : 51
IV-1-2Méthode de résolution 52
IV-1-3Sensibilité au maillage : 52
IV-2Résultats : 53
IV-2Présentation les lignes de courant : 56
IV -2-1 Lignes de courant dans les cavités carrées pour différents nombres de Rayleigh (Milieu fluide) 56

Introduction générale

La définition de la convection c'est ensemble desmouvements internes (verticaux ou horizontaux) qui animent un fluide et qui impliquent le transport des propriétés des particules de ce fluide au cours de son déplacement. Ce transfert exécuté par l'échange de chaleur entre une surface et un fluide mobile à son contact.

Cependant, la convection constitue avec la conduction thermique et la transfert radiatif :

- L'un des trois modes d'échange de chaleur entre les éléments d'un système donné.
- Elle s'oppose également à la diffusion de la matière qui homogénéise les propriétés du fluide lors du mouvement.

L'étude de la convection naturelle et des caractéristiques des écoulements, générés par la poussée d'Archimède dans des cavités, est un problème dont l'intérêt est important sur le plan fondamental qu'au niveau des applications pratiquespar exemple « stockage des fluide ».

De nombreux travaux concernant l'étude des phénomènes thermiques dans les cavités fermées ont réalisés et publiés durant ces vingt dernières années.

Le présent travail s'inscrit dans ce contexte et a pour objectif l'étude de la convection naturelle dans une cavité horizontale saturée d'un milieu poreux en utilisant une approche CFD à l'aide du code Ansys CFX. Les paramètres les plus importants sont la géométrie de l'espace, les propriétés thermophysiques du fluide et les conditions aux limites thermiques.

Notre travail comporte une introduction générale, quatre chapitres et une conclusion générale.

CHAPITR E I : ETUDE BIBIOGRAPHIQUE

I.1- Généralités :

Le transfert de chaleur par convection naturelle dans les cavités, a longtemps présenté un intérêt dans le développement des systèmes d'ingénierie tel que : l'isolation thermique, les échangeurs de chaleur, le refroidissement des systèmes électroniques, les machines électriques, de la géophysique, les réacteurs nucléaires, l'énergie solaire et ainsi de suite.

En effet, la convection naturelle désigne le processus de transfert thermique résultant du mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui échangent de l'énergie et de la quantité de mouvement entre elles.

Contrairement à la convection forcée, dont le mouvement du fluide est dû à un apport externe d'énergie, la convection naturelle a pour origine les variations de la masse volumique au sein même du fluide, liées aux variations de sa température. La structure et l'intensité de la convection naturelle sont en relation directe avec les conditions thermiques qui la déclenchent, la nature du fluide et la géométrie de l'espace où a lieu le processus.

Cependant, le phénomène de la convection naturelle en milieu poreux est fréquemment rencontré dans la nature et dans la technologie. En général, on utilise le modèle de Darcy et l'approximation de Boussinesq pour modéliser la convection au sein d'un milieu poreux

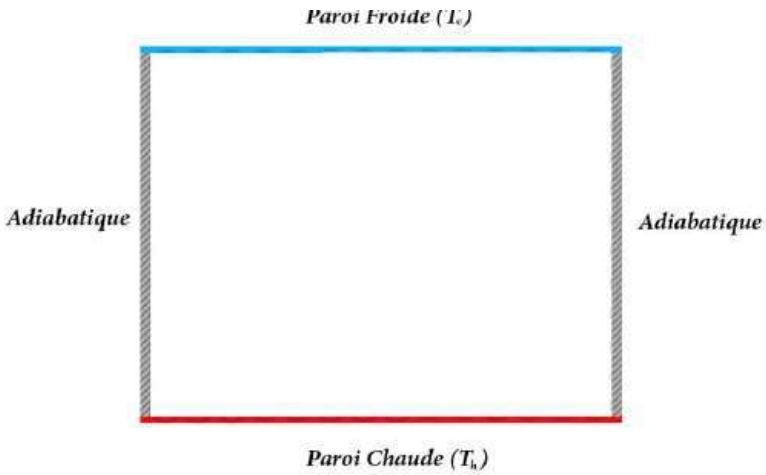


Figure 1-1: schéma représentant la configuration de la convection naturel dans une cavité.

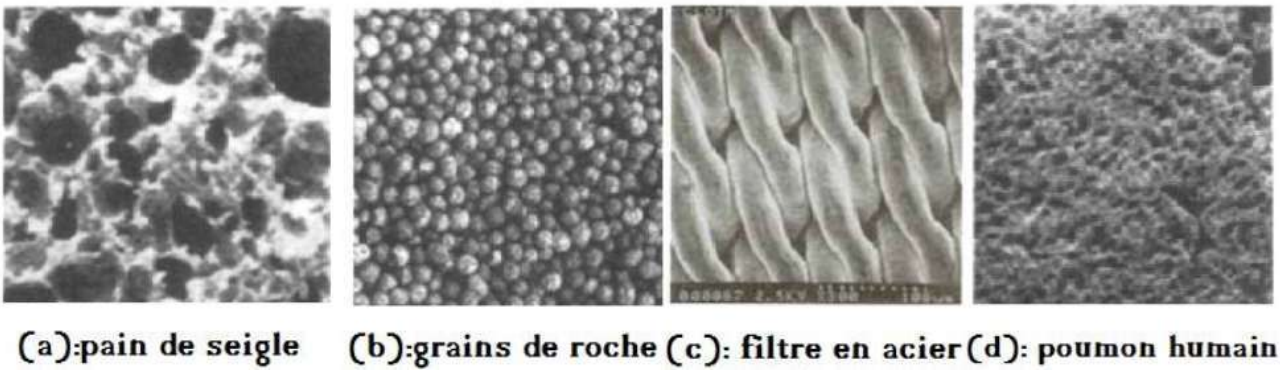
Dans la présente étude, on veut étudier de la convection naturelle dans une cavité confinée, soumise à des flux de chaleur constants imposée sur les parois vertical, tandis que les parois horizontal sont supposée adiabatiques et imperméables. Ce travail a pour objectif d'étudier l'écoulement convectif et le transfert de chaleur dans les dans cas : milieu fluide et milieu poreux.

1-2 Milieu poreux

1-2-1 Définition de milieu poreux :

Un milieu poreux est un matériau massif formé de cavités de volumes et de surfaces variées appelés les pores, interconnectés partiellement ou totalement entre eux par des canaux. L'écoulement du fluide se fait seulement à travers les pores interconnectés.[19]

- milieu poreux consolidé ou la phase solide est compactée, rigide (les roche, les grés, la céramique…)
- milieu poreux non consolidé dans lequel la phase solide est formée de grains (gravier, sable,..) ou de fibres (laine de verre,coton,…) non soudés entre eux.



FigureI .2 : représenté milieu poreux.

I.2.2 Propriétés du milieu poreux :

I. 2.2.1 Porosité (ε) :

La porosité est définie comme le rapport du volume vide occupé par les pores, sur le volume total du milieu poreux soit [20]: $\varepsilon = \frac{v_{pores}}{v_{total}}$

v_{pores} : Volume des pores

v_{total} : Volume total de matrice poreuse

Le tableau I 1 présente la porosité de quelques matériaux poreux :

Matériaux	porosité ε
Ardoise (en poudre)	0,57 à 0,66
Brique	0,12 à 0,34
Cuivre (en poudre)	0,09 à 0,34
Fibre de verre	0,88 à 0,93
Sable	0,37 à 0,50
Grés	0,08 à 0,38

Tableau I.1 : valeurs moyennes de la porosité de quelques matériaux [20].

I. 2-2-2 Perméabilité (K) :

La perméabilité K se réfère à la capacité du milieu poreux à laisser passer le (ou les)fluides à l'intérieur des pores. D'une autre façon, la perméabilité K caractérise la résistance du milieu poreux à l'écoulement. La perméabilité K dépend de la porosité et de la géométrie de la matrice solide. Elle est indépendante de la nature du fluide utilisé.

Généralement, K est déterminé par des mesures expérimentales, par le biais de la loi de Darcy. (1 Darcy =perméabilité d'un milieu poreux de 1 cm2 de section, 1 cm de longueur, soumis à une différence de pression de 1 bar traversé par un fluide dont la vitesse de filtration est 1 cm/s, 1Darcy = 9.87.10-13m2) [20].

$$k = -\frac{\mu v}{\left(\frac{\Delta p}{L}\right)}$$

Ou :

v : vitesse Darcienne, représentant le rapport du débit s'écoulant à travers le milieu poreux sur une surface de section droite ;

μ : viscosité dynamique du fluide ;

$\left(\frac{\Delta p}{L}\right)$: Gradient de pression.

Le tableau I 2 présente la perméabilité de quelques matériaux poreux :

Matériaux	Perméabilité K$\left(m^2\right)$
Ardoise(en poudre)	$4.9*10^{-14}$ à$1.2*10^{-13}$
Brique	$4.8*10^{-15}$ à$2.2*10^{-13}$
Cuivre(en poudre)	$3.3*10^{-10}$ à$1.5*10^{-9}$
Fibre de verre	
Sable	$2*10^{-11}$ à$1.8*10^{-10}$
Grés	$5*10^{-16}$ *à* $3*10^{-12}$

Tableau I.2 : Perméabilité de quelques matériaux poreux [20].

1-2-2-3 :La tortuosité :

C'est le rapport entre la longueur traversée par une particule fluide entre deux points de la matrice solide et la longueur du chemin directe entre les mêmes points.[20]

$$T_U = \frac{L_m}{L}$$

OU :

T_U : Tortuosité ;

L_m : Longueur du chemin parcouru ;

L : Longueur de chemin directe.

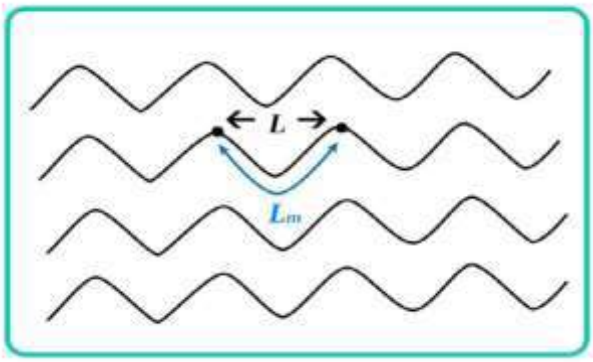


Figure1-3 : schéma explicatif de la notion de tortuosité.

1-3 Volume Elémentaire Représentatif (V.E.R) :

L'échelle du pore d varie généralement de 0.05 μm pour les nano-pores, à 0.5 mm pour les macro-pores. Or, la distribution des pores et des grains est généralement très irrégulière. A cette échelle, la pression, la vitesse, la température varie donc très irrégulièrement d'un point à l'autre du domaine. On est donc menacé à effectuer une moyenne spatiale de ces grandeurs. Elles ont pour but d'éliminer les fluctuations à l'échelle du pore, mais pas les fluctuations à l'échelle macroscopique du milieu poreux L. Cette moyenne s'effectue donc sur des nombreux pores par l'intermédiaire d'un Volume Elémentaire Représentatif (V.E.R) du milieu, (voir figure I.3). De plus l'échelle l du V.E.R doit donc vérifier : d << l << L [34]

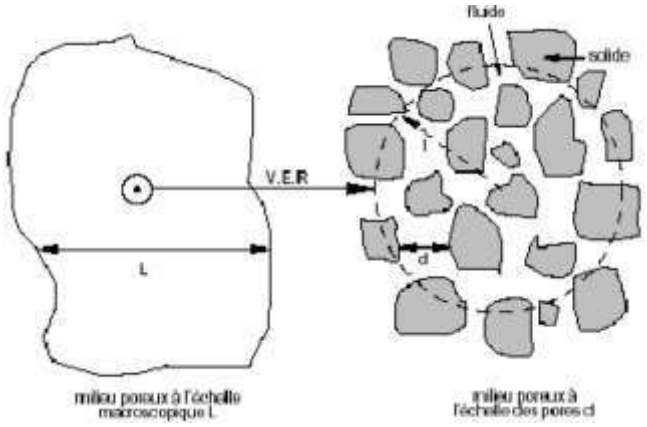


Figure1-4: Représentation schématique de la taille intermédiaire ‹‹*l*›› du volume élémentaire représentatif (V.E.R) entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique ‹‹*L*›› et à l'échelle des pores ‹‹*d*›› **(34).**

1-4 Revue bibliographique :

Les différents travaux expérimentaux et numériques que nous allons exposer dans la section revue bibliographique, ont été réalisés afin d'étudier l'influence de plusieurs paramètres sur la convection naturelle et la génération d'entropie, à l'intérieur des cavités.

Sankar et al. (2011) [2] :ont analysé numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée poreuse avec des parois verticales partiellement actives (voir figure I.2). Ils ont trouvé que l'emplacement des zones de chauffage a une influence significative sur le taux de transfert de chaleur, ce dernier se trouve à être plus élevé dans le cas **(b)** et augmente en augmentant le nombre de Grashof, la porosité et le numéro de Darcy (en particulier lors que Da ≤ 10-3 et Gr ≥ 104). En outre, les parois de la cavité partiellement (chauffées /

refroidies),produisent un taux de transfert de chaleur supérieur par rapport aux parois entièrement(chauffées / refroidies).

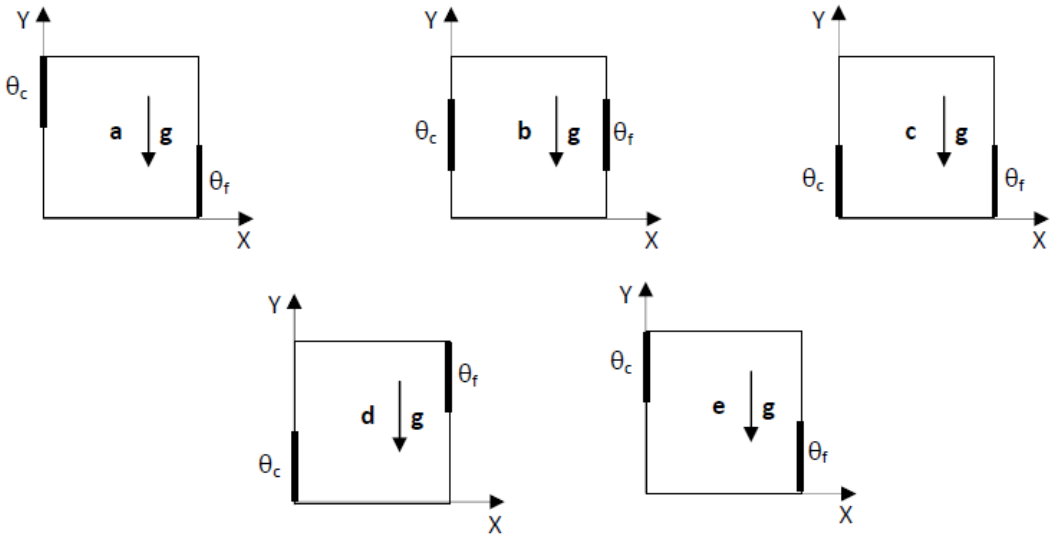


Figure (I.5) : Cavités carrées poreuses avec des parois verticales partiellement actives.

Le trait épais1sur la paroi gauche représente la section chauffée alors que la section refroidie est représentée par untrait épais sur la paroi droite de la cavité. Le reste des sections sont adiabatiques **(Sankar et al.,2011).**

Les effets de la taille et de l'emplacement de l'appareil de chauffage sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans un anneau poreux vertical ont été étudiés numériquement par **Sankar et al. (2011) [3]**. Ils ont constaté que pour un faible nombre de Darcy (10-6), le taux de transfert de chaleur est plus élevé lorsque l'appareil de chauffage est situé au milieu de la paroi intérieure, mais lors que le nombre de Darcy augmente, l'endroit du dispositif se déplace vers l'extrémité inférieure de la paroi intérieure. En outre, l'effet de la porosité sur le taux global de transfert de chaleur est faible à faible nombre de Darcy, alors que son effet devient significatif à des valeurs plus élevées du nombre de Darcy.

Ben Cheikh et al[11] : Ont présenté une étude numérique d'un écoulement bidimensionnel de convection naturelle dans une cavité remplie d'air, de rapport de forme égal à 9. Le modèle numérique est basé sur la résolution des équations de Navier-Stokes/Boussinesq par la méthode des volumes finis. Une approche multi grille est utilisée pour accélérer la convergence. Ils ont proposé une corrélation entre le nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh dans la gamme $104 \leq RaT \leq 106$. Le nombre de Rayleigh critique, au-delà duquel l'écoulement devient instationnaire est déterminé (RaT=2.105).

Hossain et Wilson (2002) [16] : ont étudié la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire avec un dégagement de chaleur interne. Les parois, horizontale supérieure et verticale droite de l'enceinte sont refroidies. La paroi de fond est chauffée à une température constante, tandis que la paroi verticale gauche est chauffée mais elle est considérée comme non-isotherme. Il sont trouvé que la production de chaleur dans le fluide réduit les gradients thermiques proches de la paroi inférieure chauffée de l'enceinte, ce qui entraine une augmentation des gradients sur les parois froides du haut et à droite. En outre, l'augmentation de la porosité réduit le débit volumétrique du fluide dans le tourbillon dominant et conduit à une réduction générale de transfert de chaleur au niveau des parois.

Lin et Nansteel(1987) [13] : ont étudié numériquement la structure de l'écoulement permanent, la température et le transfert thermique dans une cavité carrée chauffée et refroidie sur les parois verticales opposées et qui contienne de l'eau froide proche de son maximum de densité. L'interprétation des résultats se base sur un paramètre adimensionnel de distribution de densité qui fixe l'orientation des températures des parois chaude et froide par rapport à l'extremum de température et qui sert aussi à caractériser la distribution de la force de flottement dans la cavité. Les structures multicellulaires sont observées pour certains domaines du paramètre de distribution de densité indépendamment de la valeur du nombre de Rayleigh ($103 \leq Ra \leq 106$). L'effet du paramètre de distribution de densité sur le transfert à travers la cavité est très sensible et ils le discutent relativement aux changements de structure de l'écoulement.

Hossain et Wilson (2002) [16] :ont étudié la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire avec un dégagement de chaleur interne. Les parois, horizontale supérieure et verticale droite de l'enceinte sont refroidies. La paroi de fond est chauffée à une température constante, tandis que la paroi verticale gauche est chauffée mais elle est considérée comme non-isotherme. Il sont trouvé que la production de chaleur dans le fluide réduit les gradients thermiques proches de la paroi inférieure chauffée de l'enceinte, ce qui entraine une augmentation des gradients sur les parois froides du haut et à droite. En outre, l'augmentation de la porosité réduit le débit volumétrique du fluide dans le tourbillon dominant et conduit à une réduction générale de transfert de chaleur au niveau des parois.

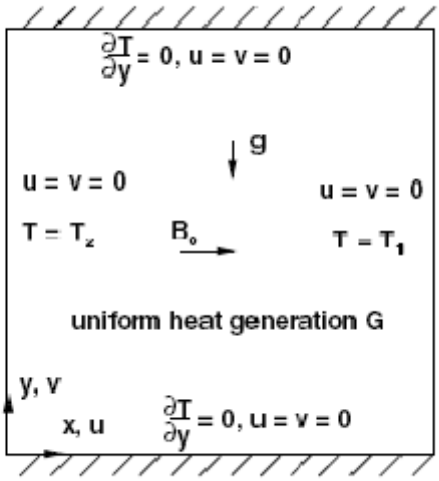


Figure (1-6): Géométrie et conditions de la cavité étudiée dans la référence

Corvaro et Paroncini[7] : ont analysé expérimentalement et numériquement l'influence de la position de la source de chaleur sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée. Ils ont observé que la configuration de la source de chaleur, qui est située au centre, indique une évolution symétrique de ce phénomène et donc une répartition symétrique du nombre de Nusselt local.

Bilgen et Balkaya[12] : ont analysé le transfert thermique par convection naturelle dans une cavité carrée avec des ouvertures de ventilation et des sources de chaleur. L'étude a été effectuée en résolvant numériquement les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie avec l'approximation de Boussinesq. D'abord, ils ont obtenu les positions optimales des sources en maximisant la conductivité globale pour différents nombres de Rayleigh. Une, deux et trois sources de chaleurs à des positions optimales ont été considérées. Les résultat sont indiqué que la distribution des sources n'est pas équidistante mais concentrée prèsdu fond de la cavité. Le nombre de Nusselt et le débit volumétrique augmentent en fonction du nombre de Rayleigh, de la taille de la source et du nombre de sources.

La convection naturelle dans une enceinte dont les parois latérales sont partiellement chauffées et les parois horizontales sont adiabatiques, avec une génération de chaleur interne a été étudiée numériquement par Kandaswamy et al. Il a été observé que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Grashof en raison d'une augmentation de la force de flottabilité, et diminue avec l'augmentation de la production de chaleur. En

outre, le transfert de chaleur est maximal quand les emplacements des parties chauffées/refroidies sont au milieu des parois latérales.

Hudheyer Mushatet.S [11]: a étudié numériquement le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide à l'intérieur d'une cavité carrée inclinée ayant deux parois verticales ondulées différentiellement chauffées et deux parois horizontales planes isolées. Il a étudié L'effet de l'angle d'inclinaison, l'amplitude et le nombre d'ondulations pour Rayleigh Ra= 105. Les résultats obtenus montrent que le taux du transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre d'ondulations, de l'angle d'inclinaison et du nombre de Rayleigh, par contre l'augmentation de l'amplitude de la cavité diminue le nombre de Nusselt local et donc le taux du transfert de chaleur.

Il is et al. (2008) [5]:ont fait une étude numérique sur la production totale d'entropie dans des cavités rectangulaires ayant la même aire, mais différents rapports d'aspect. Les parois verticales de la cavité sont à différentes températures constantes, tandis que les parois horizontales sont portées adiabatiques (voir figure I.9). Les résultats montrent que la production totale d'entropie dans une cavité augmente avec le nombre de Rayleigh, mais le taux de croissance dépend du rapport d'aspect. Pour le même nombre de Rayleigh, la production totale d'entropie pour une cavité de hauteur peut être inférieure à celle d'une cavité de hauteur plus moins.

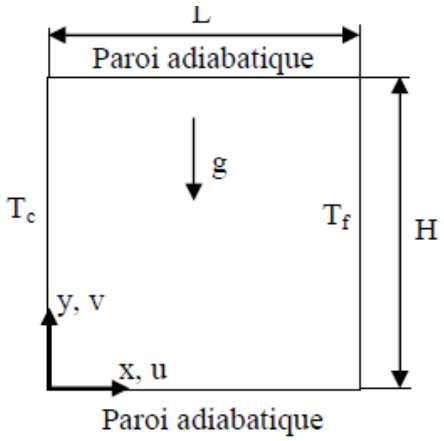
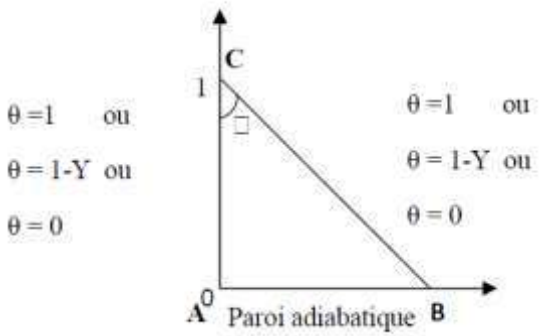


Figure (I.7) : Cavité rectangulaire avec les parois verticales sont portées à différentes températures constantes, tandis que les parois horizontales sont adiabatiques **(Ilis et al., 2008).**

Varol et al. (2009) [18] :ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée inclinée chauffée. Ils ont observé que le transfert de chaleur est maximal ou minimal en fonction de l'angle d'inclinaison et l'effet du nombre de Prandtl sur le nombre de Nusselt moyen est plus importante pour Pr <1.

Basak et al. (2012) [17] :ont analysé numériquement la production d'entropie lors de la convection naturelle dans des cavités triangulaires remplies de milieu poreux, à angle droit avec différentes conditions thermiques aux limites (voir figure I.6). Ils ont trouvé que l'angle **φ =15°**, pour les cavités triangulaires, peut être l'angle optimale pour le traitement thermique pour tout type de fluide, en raison du taux élevé de transfert de chaleur, de la production d'entropie du mélange thermique et de l'entropie totale optimale pour toutes les stratégies de chauffage, surtout à un nombre de Darcy égale à 10-4.



Figure(1-8) : Cavité triangulaire à angle droit avec différentes conditions thermiques (**Basaket al.,2012).**

Nithiarasu et al. (1997) [13] :ont fait une étude paramétrique détaillée pour l'écoulement de la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire remplie de milieu poreux saturé de porosité variable. Ils ont montré que l'épaisseur de la couche poreuse et la nature de la variation de la porosité affecte de manière significative la structure de l'écoulement de la convection naturelle, ainsi que les caractéristiques du transfert de chaleur.

Krishna et al. (2008) [14]:ont analysé numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée contenant un milieu poreux anisotrope, avec génération de la chaleur hydrodynamique et thermique. Ils ont constaté que les propriétés anisotropes ont une influence significative sur le comportement de l'écoulement et le transfert de chaleur.

Ridouane et Campo (2006) [1] :ont fait l'analyse des performances de la convection libre dans des cavités circulaires ayant deux côtés verticaux courbés actifs et deux côtés horizontaux courbés inactifs. Ils ont démontré que la cavité circulaire possède un meilleur équilibre entre l'amélioration du transfert de chaleur et la dimension en section transversale, par rapport à la cavité carrée standard. Le côté de la cavité carrée est similaire au diamètre de la cavité circulaire.

Saravanan et Sivaraj (2011) [4] :ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée remplie d'air, avec une source de chaleur non-uniforme localisée et montée centralement sur la paroi de fond. Les parois verticales sont refroidies, tandis que la paroi supérieure et les parties restantes de la paroi de fond sont maintenues adiabatiques (voir figure I.3). Ils ont constaté que pour Gr = 106, le chauffage non-uniforme de la source améliore nettement le taux global du transfert de chaleur par rapport à un chauffage uniforme de la source de chaleur, alors que pour Gr = 107 son effet est négligeable.

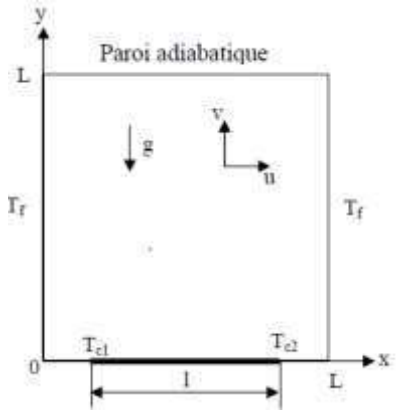


Figure (I.3) : Cavité carrée dont le trait épais représente la source de chaleur. Les parois verticales sont refroidies, tandis que la paroi supérieure et les parties restantes de la paroi de fond sont maintenues adiabatiques **(Saravanan et Sivaraj, 2011).**

Al-dahi et al. (2002) [9] : ont étudié numériquement la convection naturelle laminaire dans une cavité carrés remplie d'air, différentielle ment chauffés par un flux de chaleur sur une paroi. Les équations, en régime in stationnaire, ont été résolues en utilisant la méthode des différences finies. Les résultats numériques indiquent que le nombre de Nusselt local diminue le long de la paroi chaude pour un nombre de Rayleigh donné.

Weisman et al [**8] :** ont traité le cas d'une convection naturelle en cavité poreuse rectangulaire de hauteur H et de largeur L. Contenant un fluide newtonien, visqueux,

incompressible de masse volumique vf, et différentielle ment chauffée et refroidie à flux thermique homogène. L'objet de cette étude est de montrer que lorsque la cavité est différentielle ment chauffée et refroidie avec une même densité deflux uniforme et constant, l'écoulement est quasiment monodimensionnel sur une grande partie de la hauteur de la cavité et qu'il existe une solution exacte d'écoulement parallèle dans une fente d'extension vertical infinie approchant la solution en cavité finie.

Hasan et al. **[10] :** ont fait une étude numérique sur la convection naturelle dans une enceinte carrée différentiellement chauffée, avec des parois latérales ondulées pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. Les résultats montrent que L'augmentation de l'amplitude d'ondulation et de la fréquence d'ondulation réduit le taux de transfert de chaleur, indiqué par la réduction du nombre de Nusselt moyen.

1-5 Conclusion :

L'étude bibliographique que nous avons présenté montre que l'ensemble des travaux tant que numérique qu'expérimentaux, sont réalisés sur la convection naturelle dans une cavité différentiellement chauffée.

La convection naturelle a été largement étudiée plusieurs chercheurs, sachant que le problème de convection forcée bidimensionnel dans un conduit de structure poreuse saturée de fluide dépend de nombreux facteurs. En particulier, la porosité et la perméabilité du milieu poreux, le nombre adimensionnel de Darcy (Da) Rayleigh et Prandtl. Ces paramètres ont une influence sur la structure de l'écoulement et le transfert thermique.

CHAPITRE II : MODELE PHYSIQUE ET FORMULATION MATHIMATIQUE

II.1 Introduction :

Le transfert de chaleur par convection naturelle est dû à l'action simultanée des différences de température au sein du fluide et d'un champ de forces massiques, au contact d'un corps chaud, la température du fluide augmente, donc sa masse volumique décroît. Le fluide de masse volumique plus élevée, exerce une poussée d'Archimède vers le haut, lamasse du fluide chaud s'élève en enlevant de la chaleur au corps, elle est remplacée par une masse de fluide froid qui est au contact du corps, s'échauffe et ainsi de suite.

Les phénomènes de convection naturelle sont décrits par les équations générales de la dynamique des fluides, complétées par l'équation d'énergie déduite de l'application du premier principe de la thermodynamique et une équation de continuité.

II .2Mécanismes du transfert de chaleur :

Le transfert de chaleur dans les deux milieux s'effectue essentiellement selon trois modes :

II.2-1 Transfert par rayonnement :

Tout corps émet des rayonnements dont la fréquence (et donc l'énergie) dépend de la température de ce corps: ce phénomène est décrit par la loi de Wien. A température ambiante la majorité de ces rayonnements sont des infrarouges qui sont aborbés par la matière environnante et en convertis en chaleur [21].

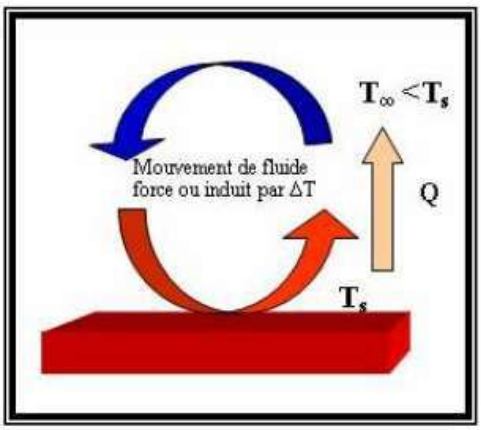


Figure II.1-Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection

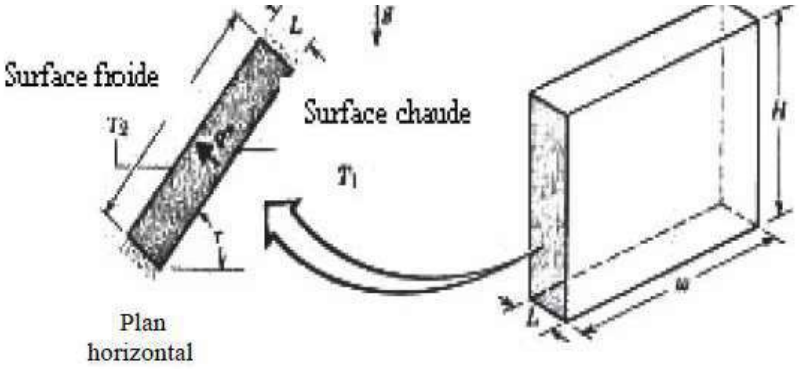


Figure II.2:Convection naturelle dans les cavités rectangulaires.[22]

II 2-2 Transfert thermique par conduction :

La conduction correspond au transfert de chaleur direct entre des matières en contact. Toute matière est composées d'atomes (qui font éventuellement partie de molécules) et ces atomes ne sont jamais totalement fixes : ils vibrent et ces vibrations peuvent se transmettre de proche en proche aux atomes voisins et c'est ce phénomène qui correspond à un transfert de chaleur par conduction. La chaleur est ainsi transmise des particules les plus agitées (celles qui ont donc la température la plus élevée) vers les particules les moins agitées (celle qui ont la température la plus faible).

La conduction est transfert de chaleur d'une partie d'un corps à une autre partie du même corps sans déplacement appréciable des particules de ce corps. La conduction caractérise également le transfert de chaleur d'un corps à un autre corps en contact physique avec le premier. [23]

II 2-2-1 Loi de Fourier :

Considérons une paroi d'épaisseur des d'air A , figure(1.1). une différence de température $dT = T(x+dx) - T(x)$ entre les deux faces de la paroi entrainera un courant de chaleur (ou

puissance thermique. Quantité de chaleur transportée par unité de temps $\frac{dQ}{dt}$ exprimée en ($\frac{j}{s}$)=w de face la plus chaud vers la face moins chaude .Cette puissance thermique est donnée par la première loi de Fourier. [24]

$$\varphi = \frac{dQ}{dt} = -\lambda A \frac{dT = T(x+dx) - T(x)}{dx} = -\lambda A \frac{dT}{dx}$$

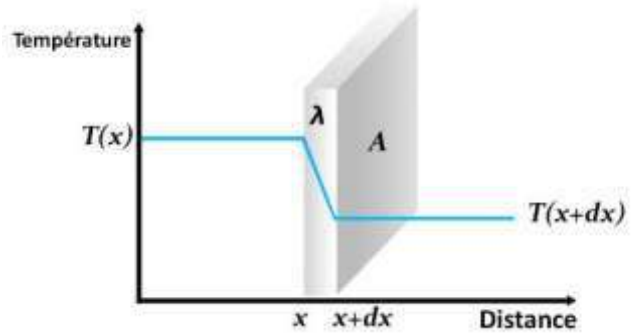


Figure II-3: Répartition de la température dans une paroi d'épaisseur (dx)

Le signe (-) caractérise le fiat que l'écoulement de chaleur s'effectue dans le sens des températures décroissantes, du chaud vers le froid.

Le facteur λ est une propriété intrinsèque de la matière décrivant son aptitude à conduire la chaleur, et elle est appelée conductivité thermique et s'exprime en ($Wm{-}1K{-}1$).

II 2-3Transfert de chaleur par convection :

Il s'agit d'un transfert de chaleur qui s'effectue grâce à un mouvement de matière dans un milieu liquide ou gazeux.

Lors de la convection les mouvements se produisent en général de manière spontanée sous l'effet d'une différence de température entre des zones d'un fluide. En effet, la densité d'une substance dépend de sa température: un gaz ou un liquide possède une densité d'autant plus faible que sa température est élevée. Par conséquent, un fluide chaud à donc tendance à s'élever et un fluide froid à descendre ce qui provoque des courants ascendants ou descendants que l'on retrouve par exemple dans l'air ou dans l'eau. Au cours de ces mouvements, les fluides chauds transmettent de la chaleur aux fluides plus froids.

La convection des fluides qui permette le transfert de l'énergie thermique qu'ils contiennent. La transmission de chaleur par la convection est désignée, selon le régime

d'écoulement du fluide, par convection libre, convection forcée ou par convection mixte Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [25]

$$\varphi = hA(Tw - T\infty) \quad \text{(II.2)}$$

φ : Flux de chaleur transmis par convection W

h : coefficient de transfert de chaleur par convection W m-2 k-1

A : Aire de la surface de contact solide /fluide m2

Tw : Température de surface de solide K

T∞ : Température de fluide loi de la surface de solide K

II.3 Domaines d'application du transfert de chaleur par convection :

Les domaines d'applications des transferts de chaleur par convection sont variés et à différentes échelles spatiales. Aux grandes échelles, par exemple, on peut citer la prédiction météorologique, le climat et la circulation océanique. A plus petites échelles ce la concerne de nombreuses applications industrielles comme le refroidissement dans les centrales nucléaires, des aubages de turbine ou des micro-processeurs, le dimensionnement des échangeurs de chaleur, le dégivrage des entrées d'air de réacteur.

Des applications domestiques comme le confort thermique, les déperditions d'un double vitrage, le conditionnement d'air ou le tirage d'une cheminée sont aussi concernées.(Figure II.3). [25]

II.3.1Type de transfert de chaleur de convection :

II.3.1.1Convection naturelle (libre):

Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultantes des différences de température sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur).On note que le mouvement du fluide par convection naturelle dans une cavité horizontale a été largement étudié à cause de son application dans différents domaines. On peut citer :[26]

- pour un milieu fluide: collecteurs d'énergie solaire, refroidissement des équipements électriques et stockage des liquides et des gaz.
- pour les milieux poreux : séchage, isolation thermique, échangeurs de chaleur.

II.3.1.2convection forcée :

Le fluide est mis en mouvement par une action extérieure indépendante des différences de température (pompe, ventilateur,..).La recherche scientifique sur les écoulements en convection forcée dans des milieux poreux est largement appliquée en pratique. [26]

II.3.1.3Convection mixte :

Pour ce type de convection il existe les deux phénomènes de convection précédente (convection forcée et convection naturelle).

La présente étude porte sur l'étude de la convection forcée au sein d'une cavité carrée et dans un conduit (la convection forcée d'un écoulement de fluide sans la structure poreuse, ensuite la convection forcée dans un conduit poreuse saturé par un fluide). Elle a pour objectifs de déterminer l'influence des principaux paramètres du système sur le transfert de chaleur convectif. [26]

II.3.2 Transfert de chaleur par rayonnement :

Le rayonnement est le transfert de chaleur d'un corps à un autre, sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes électromagnétiques dans l'espace. Le rayonnement est le transfert de chaleur d'un corps à un autre, sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes électromagnétiques dans l'espace.[25]

II .4Convection en milieu fluide :

II .4.1Hypothèse de calcul :

Pour la modélisation du problème, nous adoptons les hypothèses suivantes :

- les transferts de chaleur par rayonnement et de masse son négligeables.
- le fluide étudie est un fluide newtonien incompressible.
- l'écoulement et transfert de chaleur sont bidimensionnels.
- l'écoulement laminaire permanent.

II -4-2Equation générale de transport :

II -4-2-1Equation de continuité :

Cette équations traduit le principe de conservation de la masse Ets exprime mathématique sons la forme suivant : [28]

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

II -4-2-2Equation de conservation de quantité de mouvement :

Ces équations traduisent le principe de conservation de la quantité de mouvement. Si on ajoute l'équation de continuité, on obtient un système d'équations connu sous le nom d'équations de Navier stokes qui régissent le transport des trois composantes de quantité de mouvement dans l'écoulement. Dans un système à deux coordonnées, le système d'équations prend la fourme suivante :[28]

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

$$\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)+f(x) \text{ (II.5)}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}\right)+f(y) \text{ (II.6)}$$

Pour un fluide incompressible, et dans le cas d'un régime permanant les équations précédentes deviennent :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}=0 \text{ (II.7)}$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+v\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)+f(x) \text{ (II.8)}$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+v\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}\right)+f(y) \quad \text{(II.9)}$$

Avec : $v=\frac{\mu}{\rho}$ la viscosité cinématique (rapport entre la viscosité dynamique et la densité du fluide).

II -4-2-3Equation d'énergie :

L'équation d'énergie peut être écrite en fonction de l'énergie interne ou bien de l'enthalpie massique

II -4-2-4Equation d'énergie en fonction de l'énergie interne :

L'équation de transport de l'énergie thermique interne est :

$$\frac{\partial e}{\partial t}+u\frac{\partial e}{\partial x}+v\frac{\partial e}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial q}{\partial x}+\frac{\partial q}{\partial y}\right)+\frac{p}{\rho}\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)+\frac{\phi}{\rho} \quad \text{(II.10)}$$

Ou : q est la densité du flux de chaleur (w/ m^2), et $q_x q_y$ sont les composantes de cette grandeur dans les directions x et y.[28]

Dans le cas d'un fluide newtonien la grandeur ϕ devient :

$$\phi=2\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+2\mu\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2+\left(\beta-\frac{2}{3}\mu\right)+\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 \quad \text{(II.11)}$$

La densité du flux de chaleur de conduction est représentée par les relations si dessous :

$$q_x=-k\frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{(II.12)}$$

$$q_y=-k\frac{\partial T}{\partial y}$$

Si la différent de température ne sont pas importantes, la conductivité peut être considérée uniforme pour un écoulement a faible vitesse par conséquent, l'équation ci-dessus se réduit a : [28]

$$\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \text{(II.13)}$$

II -5-1-Equations adimensionnelles :

II -5-1-1Grandeurs physiques :

$$X=\frac{x}{L_{ref}},Y=\frac{y}{L_{ref}},U=\frac{u}{u_{ref}}$$

$$V=\frac{v}{u_{ref}},\theta=\frac{T-T_{ref}}{\Delta T_{ref}},P=\frac{P}{P_{ref}}$$

$$\Delta T_{ref}=\frac{L_{ref}.q_w}{K_f}$$

II -5-1-2Grandeurs de référence :

ou L_{ref} ,U_{ref} , p_{ref} sont respectivement la longueur , la vitesse et la pression de références. Ces grandeurs sont définies comme suit . [28]

$$U_{ref}=u_0,T_{ref}=T_0$$

$$L_{ref}=H,P_{ref}=\rho.u^2{}_{ref}$$

II -5-1-3Equation de conservation de masse :

En introduisant les grandeurs adimensionnelles ci-dessus, les équations de bilan obtenues, s'écrivent :

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \text{ (II.14)}$$

II -5-1-4Equation de conservation de quantité de mouvement :

Suivant l'axe des X

$$U\frac{\partial U}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial X}+\frac{1}{\mathrm{Re}}\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right)\text{(II.15)}$$

Suivant l'axe Y

$$U\frac{\partial V}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial Y}+\frac{1}{\mathrm{Re}}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right)\text{(II.16)}$$

II -5-1-5Equation de conservation d'énergie :

$$\frac{\partial(U\theta)}{\partial X}+\frac{\partial(V\theta)}{\partial Y}=\frac{1}{\mathrm{Re}.pr}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2}+\frac{\partial^2\theta}{\partial y^2}\right)\text{(II.17)}$$

Dans les 'équations ci-dessus, nous notons la présence de deux paramètres caractéristiques, à savoir :

Le nombre de Reynolds Re, et le nombre de Prandtl Pr. Sont nombres sont définis par

$$\mathrm{Re}=\frac{\rho.u_0 H}{\mu},\ \mathrm{Pr}=\frac{\mu.c_p}{K}$$

II.6-1 Formulation mathématique

L'écoulement est modélisé par l'équation de **Darcy-Brinkman-Forchheimer** dans le Milieu poreux et l'équation de Navier-Stokes dans la région fluide. Le champ thermique par l'équation de l'énergie. Aux parois verticales de la cavité, les températures de la paroi gauche(Tc) et de la paroi droite (Tf) sont imposées.

En prenant compte de toutes ces hypothèses, les équations dimensionnelles peuvent s'écrivent comme suit **(Sankar et al. 2011)** :

- Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0\text{ ,(II.18)}$$

- Equation de quantité de mouvement projetée suivant la direction x :

$$\frac{1}{\varepsilon}\frac{\partial u}{\partial t}+\frac{1}{\varepsilon^2}\left[u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}\right]--\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\nu}{\varepsilon}\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right]-\frac{\nu}{k}u-\frac{Fc}{\sqrt{k}}u\sqrt{u^2+v^2}\qquad\text{(II.19)}$$

II.7- Equations de quantité de mouvement dans les milieux poreux :

On utilise le modèle générale de Darcy-Brinkman-Forchheimer décrivant l'écoulement du fluide au sein du milieu poreux en prenant en considérations les forces visqueuses et les forces d'inerties.

L'équation de conservation de quantité de mouvement dans le milieu poreux s'écrit sous la fourme :

$$\rho=\left[\frac{1}{\varepsilon}.\frac{\partial\vec{u}}{\partial t}+\frac{1}{\varepsilon}.\vec{\nabla}\left(\frac{\vec{v}}{\varepsilon}\right)\right]=\frac{1}{\varepsilon}.\nabla\left(\varepsilon p\right)+\rho\vec{g}+\frac{\mu}{\varepsilon}\nabla^{2}\vec{v}-\frac{\mu}{k}\vec{v}-f\frac{\rho f}{\sqrt{k}}/\vec{v}/\vec{v} \quad \text{(II.20)}$$

II.8Caractéristiques thermodynamiques du milieu poreux :

II.8.1Viscosité effective :

La nation de viscosité effective a été initialement introduite par Brinkman (1947) afin de traiter la discontinuité des contraintes aux interfaces fluide-poreux. Il a suggéré de prendre la viscosité effective égale à la viscosité du fluide ($[?]_{eff}=[?]_{f}$). Lundgren (1972) a montré que la viscosité effective était fonction de viscosité du fluide et de la porosité de milieu. [28]

II.8.2Conductivité effective

La complexité de la structure géométrique du milieu poreux, ainsi que la présence de deux phases (solide et fluide) et leurs propriétés thermiques différentes, fait que la notion de la conductivité thermique effective soit introduite. Cette dernière est la somme des conductivités thermiques statiques (stagnante) et de la conductivité thermique de dispersion :.[28]

$$\lambda_{eff}=\lambda_{d}+\lambda_{T}$$

Avec :

λ_{d} : Conductivité thermique stagnante ou statique,

λ_{T} : Conductivité thermique de dispersion.

La conductivité thermique stagnante dépend de la conductivité thermique du fluide et celle du solide, ainsi de la porosité. Par contre, la conductivité thermique de dispersion représente l'interaction entre le champ de températures et le champ de vitesses à l'échelle des pores.

Il y a plusieurs modèles de conductivité thermique effective (équivalente) mais dans cette étude on s'intéresse par les modèles les plus répondues : le modèle en série et **le modèle en parallèle**.

- **modèle en série :**

Dans le modèle en série, le flux de chaleur traverse successivement les phases solide et fluide. La résistance thermique du milieu est alors égale à la somme résistances thermiques dans chacune des phases.

$$\frac{1}{\lambda_{eff}} = \frac{(1+\varepsilon)}{\lambda_s} + \frac{\varepsilon}{\lambda_f} \quad \text{(II.21)}$$

- **Le modèle en parallèle**

Dans le modèle en parallèle, le flux de chaleur traverse en même temps les deux phases qui sont parallèles. La conductivité effective est égale à la somme des conductivités phasiques pondérées par leur taux d'occupation dans l'espace :

$$\lambda_{eff} = \varepsilon\lambda_f + \lambda_s(1-\varepsilon) \quad \text{(II.22)}$$

II.9 Les nombre adimensionnels :

Cette adimensionalisation nous a permis la mise en évidence de cinq paramètres de contrôle qui caractérise le problème étudie à savoir, respectivement, le nombre de Rayleigh Ra, le nombre de Prandtl Pr , le nombre de darcy Da , le rapport d'aspect A la porosité ε .

II.9.1 Nombre de Grashof :

C'est un nombre sans dimension, utilisé en mécanique des fluides pour caractériser

La convection naturelle dans un fluide.il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses .on le définit par :.[29]

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL^2}{\nu^2} \text{(II.32)}$$

OU :

L : la longueur caractéristique entre la paroi chaude et froide.

II.9.2Nombre de Rayleigh

C'est un nombre sans dimension, caractérisant aussi le transfert de chaleur au sein d'un fluide. Ce nombre est utilisé en mécanique des fluides. Inferieur à une valeur critique de 2000.

Le transfert s'opère par conduction au –delà de cette valeur, c'est la convection libre qui devient importante. On le définit de la manière suivante : [29]

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu a} = G_r.P_r \text{(II.24)}$$

II.9.3 Nombre de Prandtl :

C'est un nombre adimensionnel. Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique. On le définit de la manière suivant :.[29]

$$P_r = \frac{\nu}{a} \text{(II.25)}$$

II.9.4Nombre de Darcy :

C'est un nombre adimensionnel. Il représente le rapport entre la perméabilité du milieu et l'aire de section transversale (généralement le diamètre de pore au carré) : [29]

$$D_a = \frac{k}{L^2} \text{(II.26)}$$

II.9.5 Calcul du nombre de Nusselt

Le coefficient moyen de transfert de chaleur pour la convection naturelle peut être représenté sous fourme adimensionnelle par le nombre de Nusselt. Les nombres de Nusselt

local et moyen sont calculés à l'interface solide-liquide et à la paroi froide par les relations suivantes : .[30]

$$Nu = \left(-\frac{\partial \theta}{\partial X} \right)_{X=Det1} \quad \overline{Nu} = \int_0^1 Nu.dY \text{ (II.27)}$$

Les parois horizontales de l'enceinte sont considérés adiabatiques. le flux de chaleur évacué de la paroi verticale gauche chauffée doit être identique à celui traversant la cavité à chaque plan vertical. Selon la condition ( ) la relation suivante doit être respectée et utilisée pour tester l'équilibre énergétique: [30]

$$\overline{Nu}_{m.p} = \lambda_r . \overline{Nu}_w \text{ (II.28)}$$

II.10 Modèles d'écoulement en milieux poreux :

En raison de la complexité géométrique de l'espace des pores, l'approche de la mécanique des milieux continus pour établir les modèles de conservation de la quantité du mouvement et de l'énergie, ne peut-être en appliqués qu'après passage à une échelle macroscopique qui permet d'établir une équivalence entre le milieu réel dispersé et un milieu continu fictif. L'établissement des équations macroscopiques de conservation est formellement obtenu à partir des équations microscopiques. Le premier modèle a été proposé par Darcy, et depuis ce modèle a été développé pour tenir compte de certains effets négligés par ce dernier.[31]

II. 10.1-La loi de DARCY :

Pour l'étude de la convection en milieu poreux, la grande majorité des études utilise la formulation classique de Darcy. L'auteur donne une loi sur les écoulements isothermes dans un milieu poreux, qui exprime la proportionnalité entre les variations de pression Δp et le débit Qlié à la vitesse de filtration vfil. Ceci se traduit pour un échantillon de longueur Let de section S(voir la figure 2.18) par la relation suivante : [32]

$$Q = \frac{k}{\mu f} S \frac{\nabla p}{L} \text{(II-29)}$$

μf : viscosité dynamique du fluide

K : perméabilité, ce paramètre étant indépendant de la nature du fluide et ne dépend que de la géométrie du milieu.

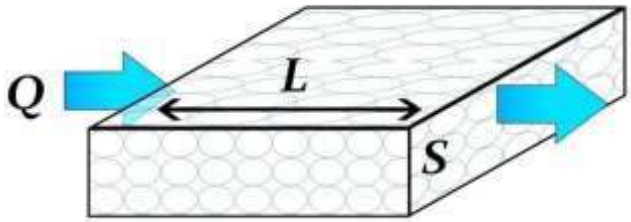


Figure II.4:Bloc poreux soumis à un écoulement.[32]

La grande majorité des études concernant la convection dans des milieux poreux utilisent la formulation classique de Darcy, établie il y a plus d'un siècle de ca comme équation macroscopique de mouvement pour les fluide newtoniens .Darcy a montré que l'écoulement dépendait linéairement du gradient de pression et de la force de gravitè.la vitesse moyenne de filtration (vitesse de Darcy) *u*est alors proportionnelle à la somme du gradient de pression ∇*P*et de la force gravitationnelle, l'effet de l'inertie étant négligé .Il en résulte la forme suivante courante de l'équation de Darcy :[33]

$$\frac{\mu}{K}\vec{u} = \nabla P' + \rho g' \text{ (II.30)}$$

Dans laquelle K est la perméabilité du milieux, la viscosité dynamique du fluide et *P′*, la pression. Les conditions aux limites sur la vitesse de filtration associées à la loi de Darcy sont, dans le cas d'un milieu confiné par des parois rigides imperméables, uniquement le non pénétration du fluide, à savoir :

$$\vec{V}.\vec{n} = 0 \text{ (II.31)}$$

Le modèle de Darcy, qui néglige les forces d'inertie et visqueuses est valide lorsque les conditions suivantes sont satisfaites :

- **ε**<0,8
- Da≤10-6
- Re<1

Dans lesquelles **ε** est la porosité du milieu fluide ; Da et Rep sont les nombres de Darcy et de Reynolds respectivement .Ces denier sont définis par $Da = \frac{k}{L}$ et $\mathrm{Re} = V' \sqrt{\frac{k}{\nu'}}$ V' étant la vitesse moyenne des particules de fluide à travers la matrice solide $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ la viscosité cinématique du fluide.

Il existe trois types de régimes d'écoulement de fonction Re :

- Pour Re<1, le régime est laminaire, les forces de viscosité sont grandes devant les forces d'inertie, la loi de Darcy est valable.
- Pour 1<Re<150, des couches limites se développent au niveau des parois solides.

En dehors de cette couche limite, il n'y'a plus proportionnalité entre le gradient de pression et la vitesse de filtration : la loi de Darcy n'est plus applicable. Ce régime d'écoulement stationnaire laminaire persiste jusqu'à Re=150.

- Pour 150<Re<300, un régime d'écoulement in stationnaire prend place. et pour Re>300 on est en présence d'un écoulement turbulent. [32]

II.10.2 Loi de Darcy Forchheimer :

La formulation de DARCY-FORCHHEIMER la plus couramment utilisée, pour décrire l'écoulement d'un fluide incompressible à travers un milieu poreux homogène et isotrope, en régime stationnaire et en présence de pesanteur, est la suivante :

$$\nabla P = \rho g - \frac{\mu}{k}\vec{V} + \frac{\rho b}{\sqrt{K}}\left|\vec{V}\right|\vec{V} \quad \text{(II.32)}$$

Où b est un paramètre caractéristique de la géométrie du milieu poreux, appelé paramètre de FORCHEIMER. Résultant de la prise de moyenne sous fortes hypothèses, cette formulation introduit un terme convectif qui exprime la contribution inertielle devenant importante avec les $R_e$croissant. [33]

II.10.3 Formulation de BRINKMA :

Dans le cas où la porosité est importante (de l'ordre de 0.8), il faut tenir compte des effets de diffusion visqueuse au niveau des parois. Pour cette situation Brinkman propose de modifier l'équation de Darcy de la façon suivante :[32]

$$\nabla P = \rho_f \vec{g} - \frac{\mu f}{K}\vec{V} + \mu_{eff}\nabla^2\vec{V} \quad \text{(II.33)}$$

$\boldsymbol{\mu}_{eff}$: représente la viscosité effective du milieu poreux. En général $\boldsymbol{\mu}_{eff}$ est considéré équivalente à la viscosité dynamique de fluide.$\boldsymbol{\mu}$

II.11 Modèle général :

Les modifications initialement proposées par Forchheimer et Brinkman conduisent à l'équation suivante :[33]

$$\underbrace{\rho\left[\frac{1}{\varepsilon}\frac{\partial\vec{v}}{\partial t}+\frac{1}{\varepsilon}\vec{\nabla}\left(\frac{\vec{V}\vec{V}}{\varepsilon}\right)\right]}_{a} = \underbrace{-\frac{1}{\varepsilon}\vec{\nabla}(\varepsilon p)}_{b}\ \underbrace{-\frac{1}{\varepsilon}\vec{\nabla}(\varepsilon p)}_{b} + \underbrace{\rho\vec{g}}_{c} + \underbrace{\frac{\mu_{eff}}{\varepsilon}}_{d}\vec{\nabla}v^2 - \underbrace{\frac{\mu}{k}\vec{V}}_{e} - \underbrace{F\frac{\rho f}{\sqrt{k}}|\vec{V}|V}_{f} \quad \text{(II.34)}$$

V: est une quantité moyennée à travers un volume élémentaire

(a) : Forces inertielles macroscopiques.

(b) : Le gradient de pression

(c) : Forces de volumes

(d) : Terme visqueux de Brinkman

(e) : Terme de Darcy

(f) : Terme de Forchheimer Forces inertielles microscopiques

II.12Equations générales dans un milieu poreux en régime laminaire :

La convection naturelle dans un milieu poreux saturée par le fluide due par des transferts de chaleur au voisinage des parois chauffées a été largement étudiée tant au niveau théorique qu'expérimentale. Les équations gouvernantes de l'écoulement en régime laminaire sont:

- Loi de conservation de la masse,
- Deuxième loi de newton (principe de conservation de quantité de mouvement)
- Loi de conservation d'énergie.

II.12.1L'équation de continuité :

La méthode de prise de moyenne permet d'établir une équivalence entre le milieu dispersé réel et le milieu continu fictif. On introduit la notion de vitesse de filtration , qui correspond à la vitesse moyenne du fluide prise sur un volume vp(comprenant à la fois la matière solide et liquide) et on distingue aussi la vitesse intrinsèque v_{int} qui correspond à la vitesse moyenne du fluide prise sur volume vf du milieu constitué uniquement de volume de liquide. La relation entre la vitesse de Darcy et la vitesse intrinsèque est :[31]

$$\vec{v} = \varepsilon \vec{v}_{int} \text{ (II.35)}$$

La relation est connue par la relation Dupuis-Forchheimer. L'équation de conservation dela masse dans un milieu poreux s'écrit alors sous la forme :

$$\varepsilon \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla.\left(p.\vec{v} \right) = 0 \text{ (II.36)}$$

II.12-2Equations de quantité de mouvement dans les milieux poreux :

On utilise le modèle générale de Darcy -Brinkman –Forchheimer décrivant l'écoulement du fluide au sein du milieu poreux en prenant en considérations les forces visqueuses et les forces d'inerties. L'équation de conservation de quantité de mouvement dans le milieu poreux s'écrit sous la forme :[31]

$$\rho\left[\frac{1}{\varepsilon}.\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon}.\vec{\nabla}\left(\frac{\vec{v}}{\varepsilon}\right)\right] = \frac{1}{\varepsilon}.\vec{\nabla}\left(\varepsilon p\right) + \rho\vec{g} + \frac{\mu}{\varepsilon}\nabla^2\vec{v} - \frac{\mu}{k}\vec{V} - f^0\frac{f}{\sqrt{k}}|\vec{v}|v \text{ (II.37)}$$

II.12.3Equation d'énergie En milieu poreux :

Comme l'équation de Darcy (ou l'équation de Darcy–Brinkman Forchheimer) décrivant l'écoulement du fluide au sein du milieu poreux, l'équation de l'énergie (ou les équations de l'énergie selon le concept adopté) traduisant le transfert de chaleur dans le milieu poreux fait appel au concept de milieu continu fictif, équivalent au milieu poreux réel. Afin d'obtenir une description macroscopique des phénomènes de transfert dans un volume élémentaire représentatif de milieu poreux, il faudrait établir l'équation (ou les équations)de transfert de chaleur. Pour cela, on procède à la notion d'équilibre local. Cette dernière est largement utilisée. [31]

$$\left(\rho c_p\right)_{eff}\frac{\partial T}{\partial t}+\left(\rho c_p\right)_f\vec{v}+\nabla T=\vec{\nabla}\left(\lambda_{eff}.\vec{\nabla}\right)+q_m^{"} \text{ (II.38)}$$

Ou

$$\left(\rho c_p\right)_{eff}=(1-\varepsilon)\left(\rho c_p\right)_s+\varepsilon\left(\rho c_p\right)_f \text{ (II.39)}$$

ρ: a masse volumique du fluide considéré

Ɛ: La porosité du milieu poreux

(ρcp) eff : La capacité calorifique effective

(ρCp) f : La capacité calorifique du fluide

ρeff : La conductivité thermique effective

qm″ = (1-ε) qs‴ +ε qf‴ : Source d'énergie

II.13 Conditions aux Limites :

Ce système d'équations différentielles est fermé à l'aide de conditions aux frontières appropriées. En plus du choix de la géométrie du confinement, il est nécessaire de fixer les conditions aux limites. Les conditions aux frontières représentatives du problème considéré dans cette étude sont les suivantes :

1 **conditions hydrodynamiques**: sur les frontières de la cavité On impose des conditions d'imperméabilité, ces dernières sont définies par :

$u = v = 0$

$x = 0, x = l$

y = 0, y =

II.13.1 condition thermique :

La cavité est composée de deux parois horizontales, supposées adiabatiques, et deux parois isothermes, maintenues à des températures constantes mais différentes. Les conditions thermiques aux frontières sont exprimées par :

$x = 0$, $T = T_C$

$x = l$, $T = T_f$

Y=0 , $\frac{\partial T}{\partial y}=0$

Y=h , $\frac{\partial T}{\partial y}=0$

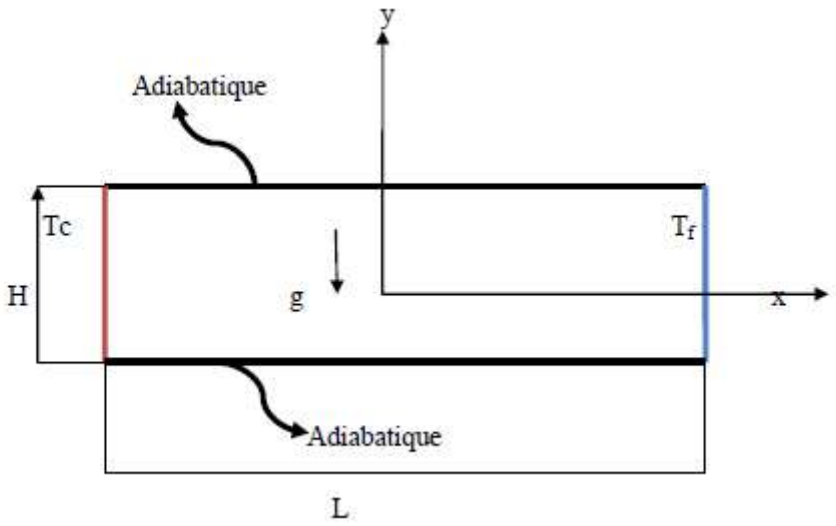


Figure II-5 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites

II.14 Equations adimensionnelles :

II.14.1Grandeurs physiques

$$X=\frac{x}{L_{ref}},Y=\frac{y}{L_{ref}},U=\frac{u}{u_{ref}}$$

$$V=\frac{v}{u_{ref}},\theta=\frac{T-T_{ref}}{\Delta T_{ref}},P=\frac{p}{p_{ref}}$$

$$\Delta T_{ref}=\frac{L_{ref}.q_w}{K_f}$$

Les propriétés physiques de référence sont celles de l'écoulement à l'entrée :

$U_{ref}=u_0,T_{ref}=T_0$

$L_{ref}=H,P_{ref}=\rho.u^2{}_{ref}$

II.14.2Equation de conservation de masse :

$$\frac{\partial U}{\partial x}+\frac{\partial V}{\partial y}=0 \text{ (II.40)}$$

II.14.3 Equations de conservations de quantité de mouvement :

Suivant l'axe des X

$$U\frac{\partial U}{\partial X}+V\frac{\partial U}{\partial Y}=-\varepsilon^2\frac{\partial P}{\partial X}+\left[\frac{\partial}{\partial X}\left(\frac{\varepsilon\mu_P{}^2}{\mathrm{Re}}\frac{\partial U}{\partial X}\right)+\frac{\partial}{\partial Y}\left(\frac{\varepsilon\mu_P{}^2}{\mathrm{Re}}\frac{\partial U}{\partial Y}\right)\right]-\varepsilon^2\left[\frac{1}{Da.\mathrm{Re}}+\frac{F}{\sqrt{Da}}\sqrt{U^2+V^2}\right].U$$

(II.41)

Suivant l'axe des Y

$$U\frac{\partial V}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\varepsilon^2\frac{\partial P}{\partial X}+\left[\frac{\partial}{\partial X}\left(\frac{\varepsilon\mu_P{}^2}{\mathrm{Re}}\frac{\partial V}{\partial X}\right)+\frac{\partial}{\partial Y}\left(\frac{\varepsilon\mu_P{}^2}{\mathrm{Re}}\frac{\partial U}{\partial Y}\right)\right]-\varepsilon^2\left[\frac{1}{Da.\mathrm{Re}}+\frac{F}{\sqrt{Da}}\sqrt{U^2+V^2}\right].V$$

(II.42)

II.14.4Equation de conservation d'énergie :

$$\frac{\partial(U\theta)}{\partial X}+\frac{\partial(V\theta)}{\partial Y}=\frac{K^*_{effective}}{\mathrm{Re}.\mathrm{Pr}}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2}+\frac{\partial^2\theta}{\partial Y^2}\right)\text{(II.43)}$$

Le rapport de la conductivité thermique effective du milieu poreux Keffective sur la conductivité thermique du fluide kf,, (K*effective) et le rapport de la viscosité dynamique du milieu poreux pμ sur la viscosité dynamique du fluide μf, (μp*) . [32]

II.15Modèle de Turbulence :

Les écoulements turbulents sont des phénomènes assez complexes. Un mouvement turbulent entièrement développé est caractérisé par des tourbillons de tailles différentes. Bien qu'il soit théoriquement possible d'appliquer directement les équations de conservation au domaine entier de l'écoulement, il est difficile de le réaliser dans la pratique. Pour créer un modèle numérique utilisable dans un domaine d'écoulement turbulent, il est nécessaire de représenter le mouvement turbulent du fluide en quantités moyennes des variables et de leurs

fluctuations. Les modèles basés sur des quantités moyennées peuvent être utilisés sur des maillages d'une densité raisonnable, par conséquent, un coût de calcul raisonnable.

Il existe différents niveaux de modèles, se distinguant par leur degré de complexité, c'est à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes pour fermer le problème: on parle ainsi de modèles de turbulence à zéro, une ou deux équations. Il existe également des méthodes de résolution plus complexes et plus onéreuses en ressources informatiques: Simulation Numérique Directe(DNS, pour Direct Numéricâble Simulation) et la simulation des grandes échelles (LES, pour Large-Eddy-Simulation).

Une synthèse de la bibliographie relative à la simulation de la convection naturelle turbulente révèle que le modèle de turbulence k-ε standard est largement adopté(Markatos& Pericleous, 1984 ; Baïri, 2008). A cet effet, ce modèle est utilisé dans la présente étude pour simuler les effets de la turbulence à des nombres de Rayleigh supérieur 106(RaT>106).Les équations standard de l'énergie cinétique turbulente k et des on taux de dissipationε ont respectivement la forme suivante : [33]

$$\frac{\partial}{\partial xi}(\rho kui) = \frac{\partial}{\partial xj}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial xj}\right] + G_k - \rho\varepsilon + S_k \quad \text{(II.44)}$$

$$\frac{\partial}{\partial xi}(\rho kui) = \frac{\partial}{\partial xj}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial xj}\right] + C_{1\varepsilon\frac{\varepsilon}{k}} G_k - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_E \quad \text{(II.45)}$$

La viscosité turbulente est obtenue à partir de k et ε par la relation suivante :

$$V_T = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Le terme de production de pression Pk est calculé par l'expression suivante:

$$P_k = V_t\left[2\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)^2\right]$$

Le terme de flottabilité Gk est donné par:

$$G_K = -g\beta\frac{\nu_t}{\sigma_t} = \frac{\partial T}{\partial y}$$

Les termes de sources Eε,Sε peuvent être déterminés par les formules suivantes:

$$E_e = 2\nu\nu_t\left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)^2 + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)^2\right]$$

$$S_t = 0.83\left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon c_1 y} - 1\right)\left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon c_1 y}\right)\frac{\varepsilon^2}{k}$$

C1	C2	C_μ	σ_K	σ_ε
1.44	1.92	0.99	1	1.314

Tableau II-1..Coefficients empiriques du modèle k-ε .

II.16 Modèle mathématique du problème étudié :

II.16.1 -Equations dimensionnelles :

Considérons l'équation de quantité de mouvement suivant y qui est parallèle au vecteur de gravité **g**.[33]

$$\rho\left[\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t}(uv) + \frac{\partial}{\partial y}(vv)\right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right) - \rho g \quad \text{(II.46)}$$

Sachant que :

$$p' = p + \rho_0 g y$$

p´ : Pression hydrodynamique.

p : Pression totale.

$\rho_0$gy: Pression hydrostatique

On a encore :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} = -\frac{\partial p'}{\partial y} + \rho_0 g \text{ (II.47)}$$

Rajoutant aux deux membres de l'équation (II.47) le terme ($-\rho_0 g$) on obtient :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + \rho_0 g = -\frac{\partial p}{\partial y} + (\rho_0 - \rho) g \text{ (II.48)}$$

On écrit le terme droit de l'équation (II.48) sous la forme :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + (\rho_0 - \rho) g \text{ (II.49)}$$

Négligeant la Pression P' mais considérant que p est la pression hydrodynamique. On considère l'hypothèse de Boussinesq qui exige que :$\rho_0 = \rho$ Dans tous les termes des équations de mouvement, sauf dans le terme de gravité($-\rho g$), et en supposant que la masse volumique varie linéairement avec la température. En faisant un développement de Taylor d'ordre 1 de la masse volumique, on obtient :[31]

$$\rho = \rho_0 + \frac{\partial p}{\partial T}_P (T - T_0) + o(\Delta T^0)$$

$$\rho = \rho_0 + \frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial T}_P (T - T_0) + o(\Delta T^0)$$

D'où:

$$(\rho - \rho_0) = -\beta \rho_0 p (T - T_0)$$

Avec :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial T}|$$

β: Le coefficient d'expansion thermique.

En substituant l'équation on aura :

$$-\frac{\partial p}{\partial y}+(\rho_0-\rho)g=-\frac{\partial p}{\partial y}+\beta\rho_0 g(T-T_0)$$

Avec les hypothèses du fluide Newtonien incompressible, l'hypothèse de Boussinesq est vérifiée, la convection naturelle bidimensionnelle se modélise alors comme suit :[33]

II.16.2 Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \text{ (II.50)}$$

II.16.3Equation de quantité de mouvement suivant la direction X :

$$\rho_0\left[\frac{\partial u}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}(uu)+\frac{\partial}{\partial y}(vu)\right]=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right) \text{(II.51)}$$

II.16.4Equation de quantité de mouvement suivant la direction Y :

$$\rho_0\left[\frac{\partial v}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}(uv)+\frac{\partial}{\partial y}(vv)\right]=-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right)+\beta\rho_0 g(T-T_f) \text{(II.52)}$$

II.16.5 Equation de l'énergie :

$$\rho_0 c_p\left[\frac{\partial T}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}(uT)+\frac{\partial}{\partial y}(vt)\right]=\frac{\partial}{\partial x}\left(K\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(K\frac{\partial T}{\partial y}\right) \text{(II.53)}$$

II.17 Transfère de chaleur :

Le taux du transfert de la chaleur par convection est décrit par le nombre de Nusselt qui est le rapport entre la chaleur transférée par convection par rapport à la chaleur transférée par conduction. Le nombre de Nusselt mesure l'efficacité de la convection. C'est le rapport adimensionné entre le flux de chaleur vertical en surface du fluide et le flux que l'on mesurerait s'il n'y avait pas de convection dans la couche de ce fluide.

$$Nu = \frac{q_{mesure}}{q_{convectif}} \text{ (II.54)}$$

Si Nu=1pas de convection. Plus le nombre de Nusselt est grand, plus le refroidissement par convection est efficace. En d'autres termes, le nombre de Nusselt peut être calculé parla formule suivante :

$$Nu = \frac{hL}{k} \text{ (II.55)}$$

Où h est le coefficient de transfert de chaleur par convection, L est longueur de la cavité et k est la conductivité thermique du fluide. Pour une cavité chauffée différentiellement, le nombre de Nusselt moyen peut être calculé en moyennant les nombres de Nusselt locaux calculés au niveau de tous les nœuds de la paroi froide ou chaude. Le nombre de Nusselt local se calcule sur une paroi isotherme par l'expression suivante : [33]

$$Nu_{local} = \frac{\partial \theta}{\partial X} \text{ |x=1}$$

Le nombre de Nusselt moyen est alors donné par la relation suivante:

$$Nu_{moy} = \frac{\sum noeudsNu_{local}}{n}$$

n : nombre de nœuds

ou :

$$Nu = \frac{q.H}{\Delta T.k}$$

q : Wall eheat flux

H : démentions de cavité

ΔT : différance de température

K : conductivité thermiques

II-18 Conclusion :

Nous avons présenté dans ce chapitre les équations de la convection naturelle en Approximation Boussinesq avec des conditions aux limites thermiques et dynamiques

adaptées à notre problème. Les équations seront résolues par la méthode des volumes finis en utilisant le code Ansys CFX.

CHAPITRE III : PRESENTATION DU TRAVAIL

III.1 Introduction :

On se propose d'étudier numériquement le phénomène de la convection naturelle dans des cavités en régime laminaire ($Ra \leq 10^6$) contenant de l'air, dont le nombre de Prandtl vaut (Pr=0.71).

La cavité et les conditions aux limites considérées sont :

- ✓ la paroi verticale gauche est fixée à une température T_H=305k la paroi vertical droite est maintenue à une température T_C=293K.
- ✓ Les parois horizontales sont adiabatiques.
- ✓ la condition de non adhérence (u=w=0) est imposée sur toutes les parois.
- ✓ la différence de température (T=13°C)entre les parois verticales provoque une différence de densité de l'air intérieur

III.2Présentation d'ANSYS :

III 2.1 ANSYS CFX et Fluent :

Ces deux logiciels permettent d'effectuer des simulations en matière de mécanique des fluides. Ils portent le nom des compagnies qui les ont développés, rachetées par ANSYS. Inc respectivement en février2003 et en février2006[2]. *Fluent* est un solveur : il ne comporte pas de meilleur (le maillage doit être réalisé avec un logiciel de maillage, Gambit par exemple, qui est également édité par ANSYS). Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie et la R&D à travers le monde. Il est souvent considéré comme une référence dans le domaine de la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique. Il dispose d'une interface de scripts pour automatiser les processus de calcul. L'un des intérêts de ce logiciel de simulation généraliste, est qu'il dispose d'un nombre relativement important de modèles, pouvant faire face à divers aspects de la mécanique des fluides : écoulements diphasiques (miscible, non miscible, cavitation, solidification), turbulence (LES, KE, Kw, SA, Reynolds stress…), combustion (pré-mélangé et non pré-mélangé), transport de particules, écoulements en milieux poreux, maillages mobiles et

dynamiques avec reconstruction du maillage, entre autres. Les schémas numériques temporels et spatiaux peuvent être modifiés pour améliorer la convergence. Fluent est parallélisé et permet de tirer parti de systèmes multiprocesseurs aussi bien au sein d'une seule machine qu'en réseau (cluster, dualcore, plateforme multi-CPU).

Gambit : Un logiciel de maillage édité par la société ANSYS depuis 2006 (l'éditeur historique du logiciel était la société *Fluent*). Ce maillé permet de créer sa propre géométrie avec un grand degré de liberté et une grande précision, ou d'importer celle-ci depuis un fichier CAO. Il assure également le maillage automatique de surfaces et de volumes parallèle de l'introduction de conditions aux limites. Gambit est souvent considéré comme un meilleur de référence par les modélisateurs utilisant Fluent.

III .2.2 Définition de CFX :

ANSYS CFX est un logiciel de CFD généraliste extrêmement performant, utilisé pour résoudre une large variété de problèmes d'écoulement fluide depuis plus de 20 ans. Grâce à son solveur avancé, moderne et parallélisé, les utilisateurs obtiennent rapidement des solutions fiables et robustes. Le vaste choix de modèles physiques proposé permet de représenter la quasi-totalité des phénomènes d'écoulement fluide. Le solveur tout comme les modèles physiques, sont accessibles via un environnement utilisateur graphique moderne, intuitif, flexible, personnalisable et automatisable (fichiers de session, scripts, générateur d'expression…). [18]



Figure III .1 : image de logiciel ANSYS CFX

III.2.3 procédure et étapes de la simulation numérique :

Dans ce qui suit, on va décrire la procédure de calcul à suivre pour simuler numériquement notre cas d'étude, en utilisant ANSYS CFX l'exemple de calcul montré concerne la simulation en 2D.

Les étapes de logiciel ANSYS CFX est représente par les image suivant :

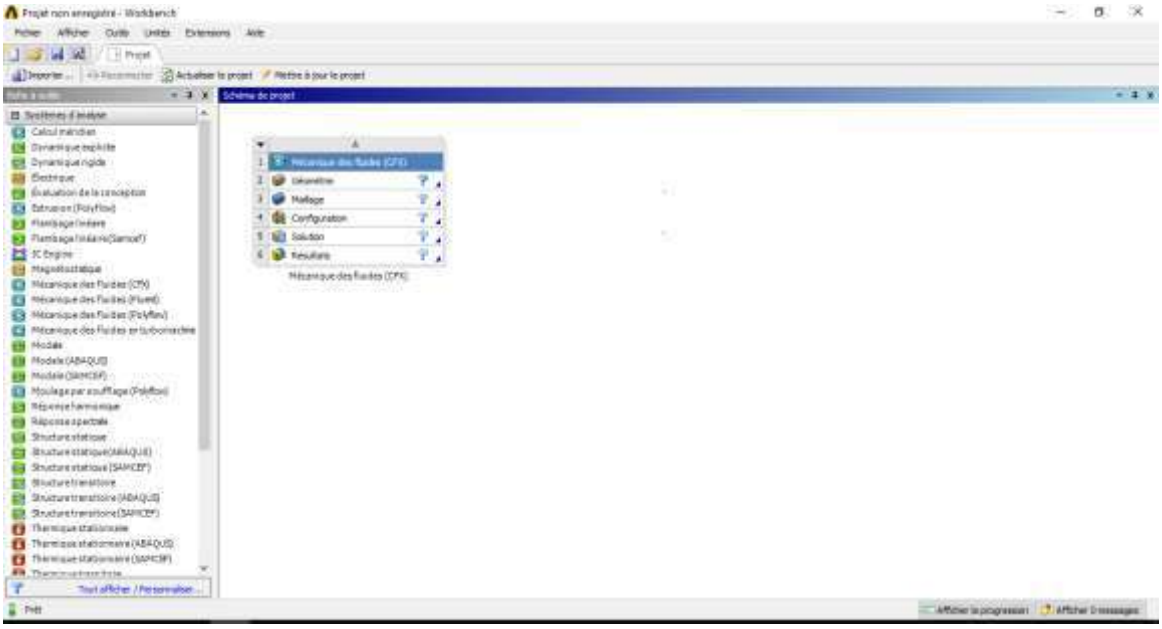
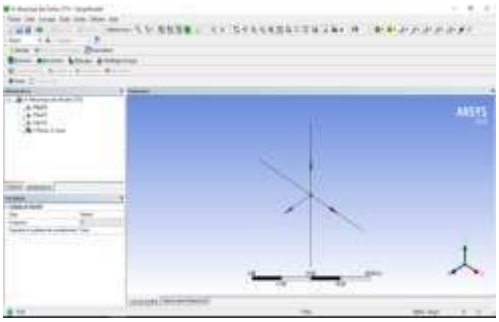
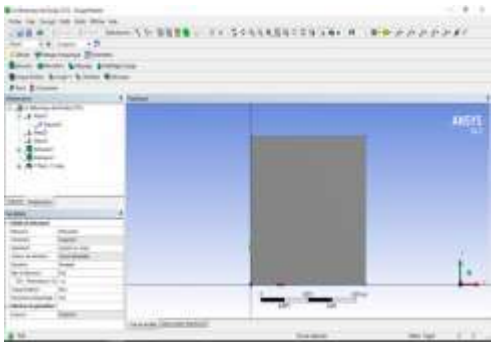
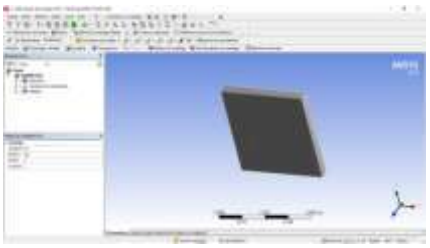


Figure 1 : fenétre de CFX

A-Géométrie :

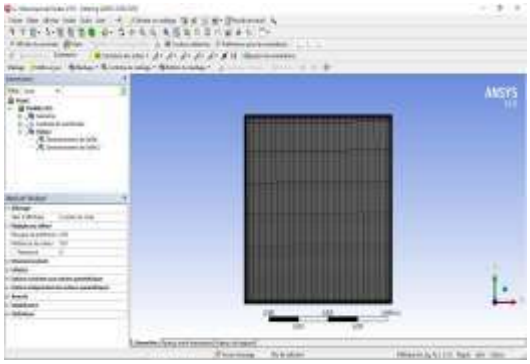


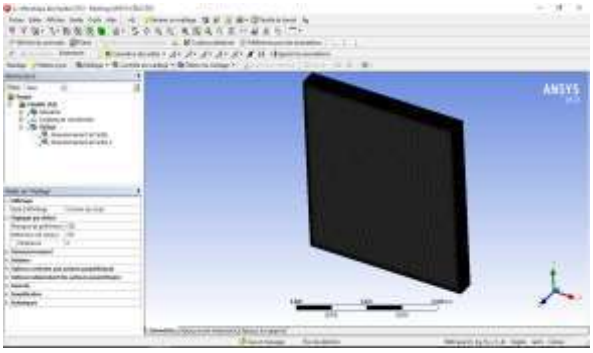




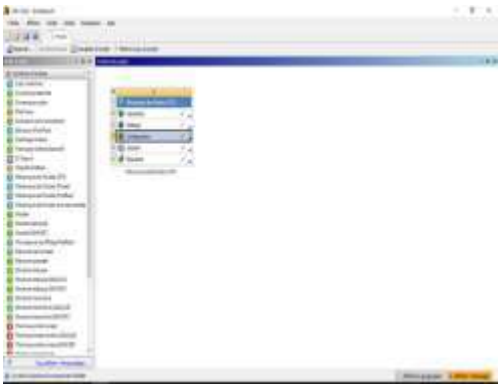
B - Maillage :

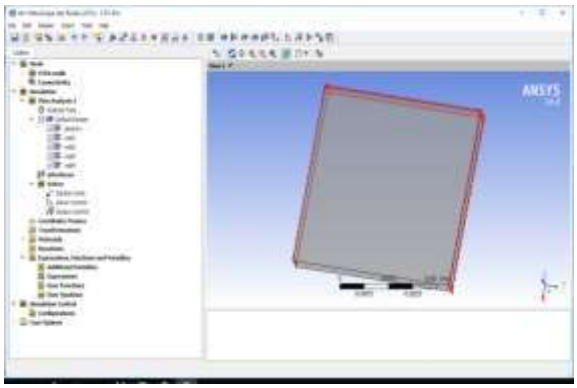




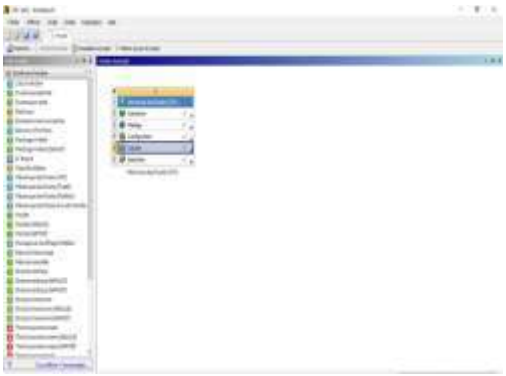


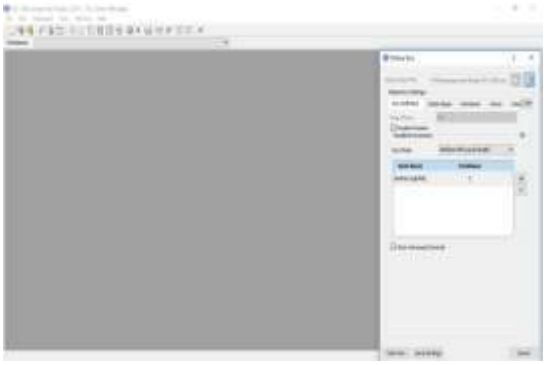
C - Configuration :

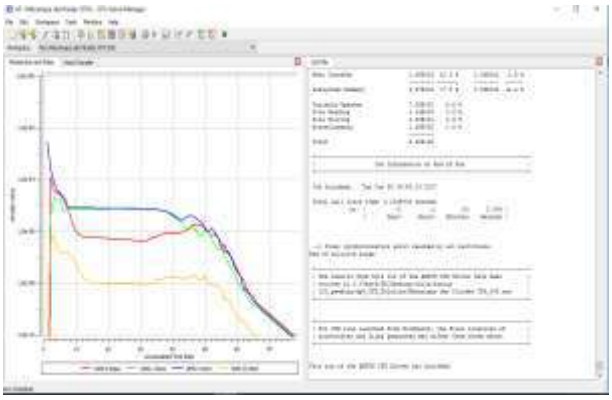




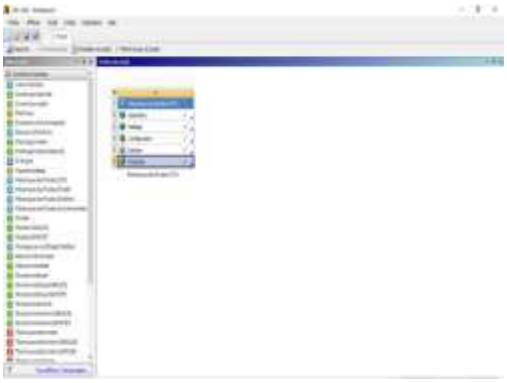
D - Solution

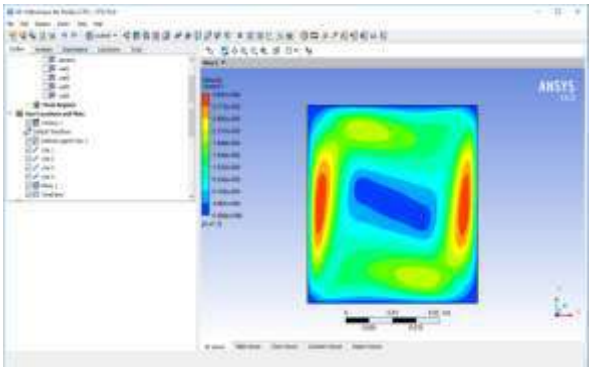


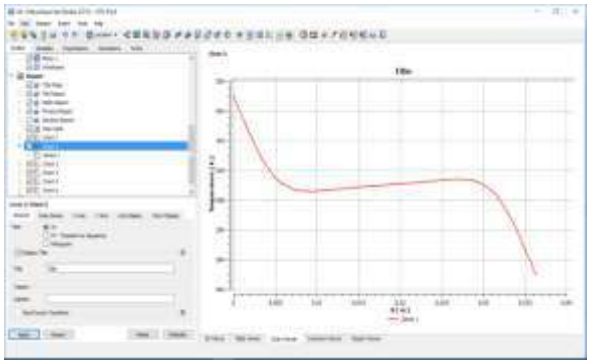




E - Résultat :







III.2. 4Propriété physique de l'air :

Le tableau suivant présente les propriétés physiques du fluide considéré (l'air en l'occurrence), calculées à la température de référence [17]

$$T_0 = \frac{T_C + T_f}{2}$$

Température de Référence (T) K	293.5
Masse volumique (ρ_0) kg/m3	1.205
Chaleur spécifique (cp0) J/kg.k	1005
Conductivité thermique (ʎ0) W/m.K	0.00258
Viscosité (μ) kg/m.s	$1.805*10^{-5}$
Coefficient de dilatation thermique (Bt) k-1	0.0034
Prandtl (Pr)	0.7

Tableau3-1 : propriétés physique de l'air.

III.2.5 description du problème :

III .2.5.1 : cavité carrée :

Dans ce cas, il est proposé une étude de Transfer de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée .les parois verticales sont soumises à des températures uniformes, les autres parois son adiabatique.

Le fluide utilisé est l'air à T=20°C tendit que le nombre de Rayleigh de 10^5 .

III 2.5.1.1 dimensions des cavités étude :

Nombre de Rayleigh	Dimension de la cavité
10^3	$7.81*10^{-3}$
10^4	$1.68*10^{-2}$
10^5	$3.\ 63*\ \ 10^{-2}$
10^6	$7.81*10^{-2}$

Tableau III-2 : Nombre de Rayleigh. [17]

Pour choisir un maillage assortissant avec cette étude dans le cas de RaT= 10^5 nous avons construit sept grilles de maillage (25*25, 50*50, 75*75, 100*100).

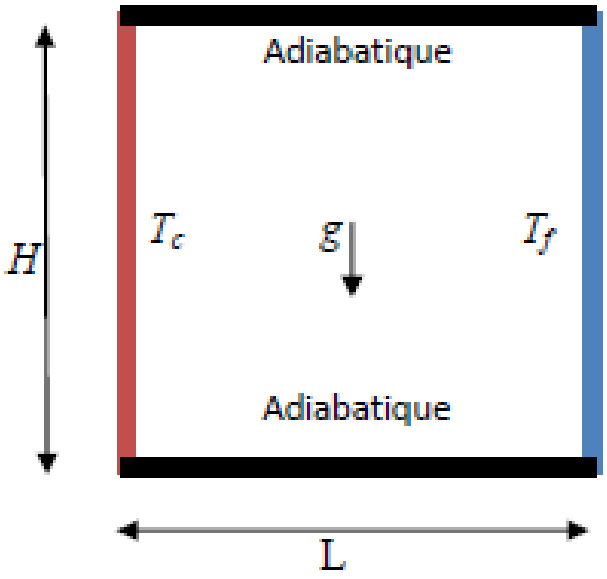


Figure III.2 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites

III.3 Cavité carrée (la paroi supérieure froide et paroi inferieure chaude):

On suppose une cavité carrée a même caractéristique avec le 1er cas. On change la direction de la température sur les parois parallèle horizontale et les autres parois sont adiabatiques. On considère les mêmes propriétés de l'air et les conditions aux limites

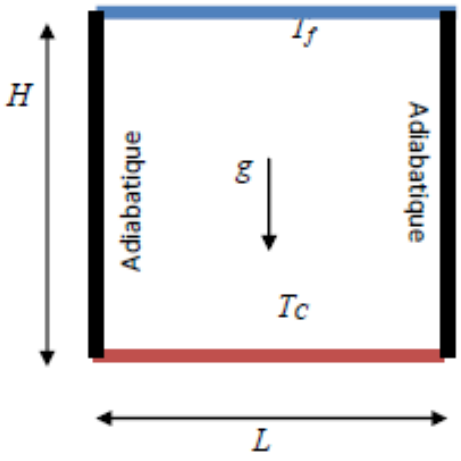


Figure III. 3: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites

III.4 Cavité carrée avec milieu poreux :

On étudie, dans ce cas, une cavité carrée contenant un milieu poreux saturé par un fluide, avec des parois horizontales adiabatiques et des parois verticales soumises à des températures constantes différentes Tc, Th. Les autres caractéristiques sont inchangées.

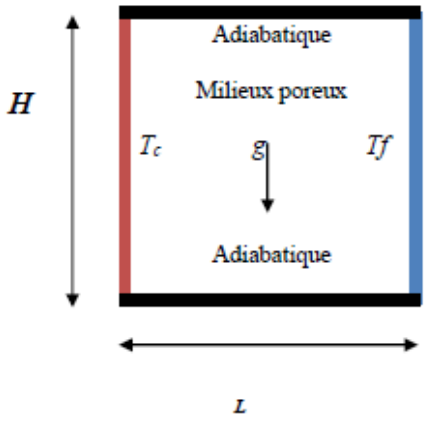


Figure III.4 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites**.**

Toute simulation repose sur une modélisation du problème .Cette dernière implique certaines hypothèses simplificatrices. Les hypothèses utilisées souvent dans l'étude de la convection naturelle sont énumérées comme suit:

- ✓ Absence de source de chaleur.
- ✓ Les propriétés thermo physiques du fluide sont constantes et sont évaluées à la température de référence.
- ✓ Le fluide est newtonien et incompressible.
- ✓ La dissipation visqueuse est négligée.
- ✓ La densité du fluide, quant à elle, suit l'hypothèse de Boussinesq. [16]

CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSION

IV-Introduction

La convection naturelle thermique est un mode de transfert de chaleur du milieu chaud vers un milieu froid qu'on peut trouver dans de nombreux domaines (climatiques, habitat, électronique et industriel). Au cours de ce processus, un mouvement des particules fluides est généré par les effets de poussée d'Archimède lié à l'action du champ de pesanteur et à la présence de gradients de température qui provoquent des variations de densité (effet du tirage thermique). Egalement, d'autres quantités scalaires peuvent agir et générer des variations de densité. Parmi ces quantités, on trouve les gradients de concentration. En effet, ces gradients (de température et de concentration) peuvent agir ensemble ou bien en opposition selon les conditions aux limites.

IV-1-1 Modèle physique et conditions aux limites :

La figure 4.1 présente la cavité et les conditions aux limites considérées. La paroi verticale gauche est fixée à une température T_H=306K et la paroi verticale droite est maintenue à une température T_C=293 K. Les parois horizontales sont adiabatiques. La condition de non adhérence (u=v=0) est imposée sur toutes les parois. La différence de température (ΔT=13°C)entre les parois verticales provoque une différence de densité de l'air intérieur.

Cette différence de densité entraine le mouvement du fluide qui est caractérisé par le nombre de Rayleigh RaT. Il convient de signaler que l'augmentation de ce nombre engendre le passage du régime laminaire au régime turbulent. Selon Elder [12], l'écoulement devient turbulent lorsque RaT est supérieur à 10^6. Dans ce travail, nous nous n'intéressons qu'au régime laminaire ($RaT \leq 10^6$).

Dans le but d'étudier l'influence du nombre RaT sur le transfert de chaleur et sur le comportement de l'écoulement, nous avons considéré les cas ($10^3, 10^4, 10^5, 10^6$). En fonction de ces valeurs, les dimensions des cavités correspondante sont été déterminées en gardant les mêmes propriétés physiques de l'air et les mêmes conditions aux limites illustrées sur la (figure 3-5). Le tableau 3.2 présente les dimensions des cavités en fonction du nombre RaT.

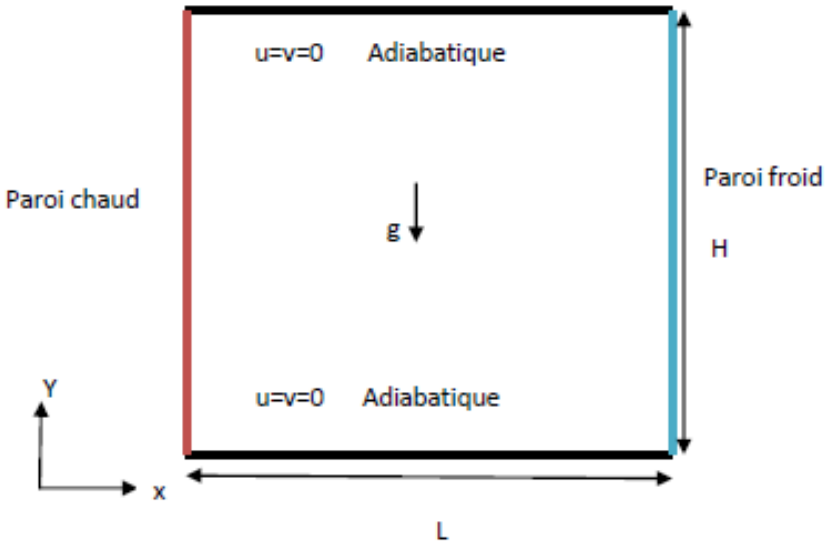


Figure 4 .1: conditions aux limites

IV-1-2Méthode de résolution

Dans le cas général, les équations de conservation décrites dans le chapitre II sont non linéaires. Leur résolution analytique est difficile voire impossible. Par conséquent, on fait appel aux méthodes numériques à l'instar des éléments finis, différences finies …etc. pour obtenir des solutions approchées. Ici, nous avons choisi d'employer la méthode des volumes finis pour discrétiser le système d'équations décrivant un écoulement de convection thermique naturelle.

IV-1-3Sensibilité au maillage :

La résolution d'un problème et l'obtention d'une solution numérique stable nécessite la construction d'une grille contenant un nombre suffisant de mailles. En effet, le résultat obtenu doit être indépendant du maillage. Cependant, les contraintes matérielles comme les ressources informatiques nous amènent à optimiser le maillage. Il est important que celui-ci soit serré dans toutes les zones où les variables présentent de forts gradients, en particulier au voisinage des parois ou dans les zones de recirculation

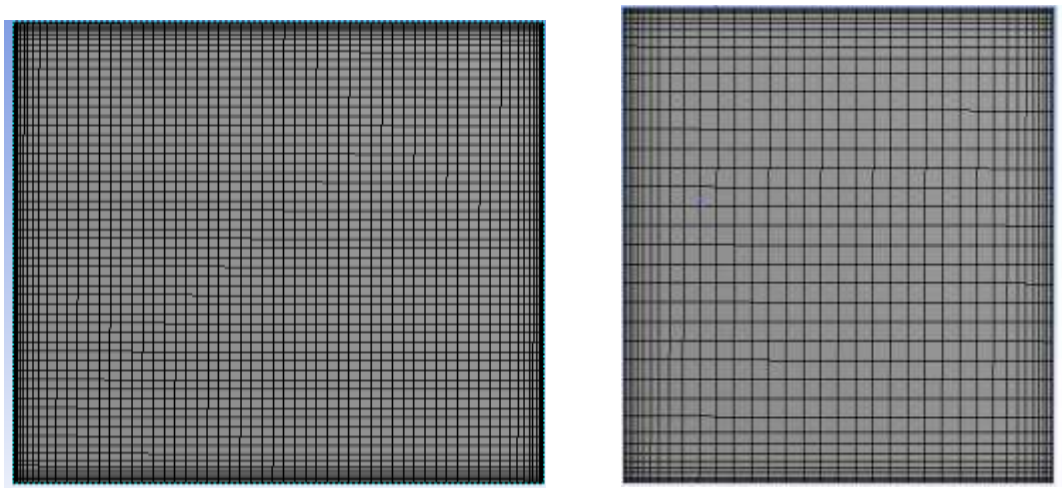


Figure4-2(a) :Grille de maillage utilisée; 25x25, 50x50

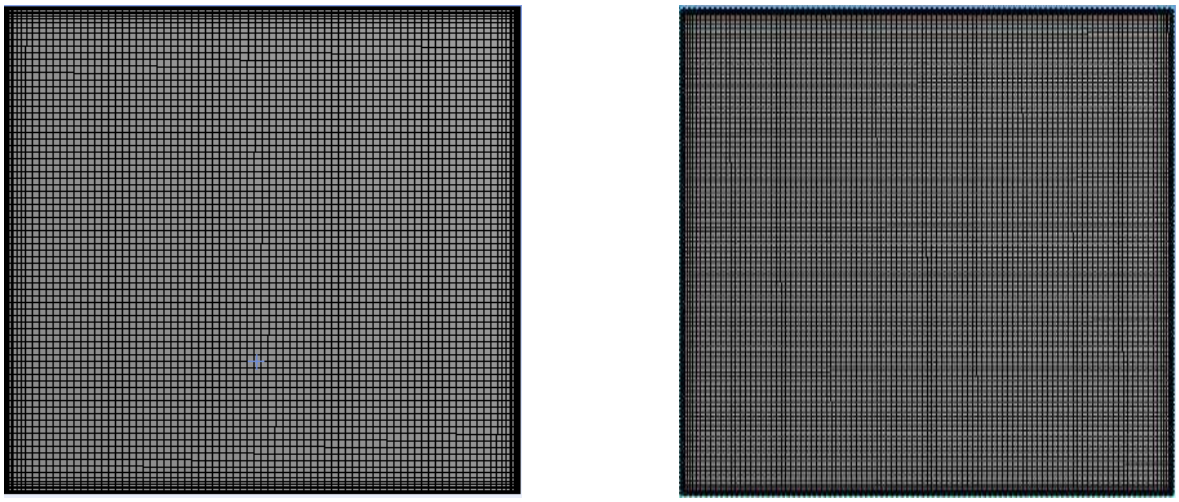


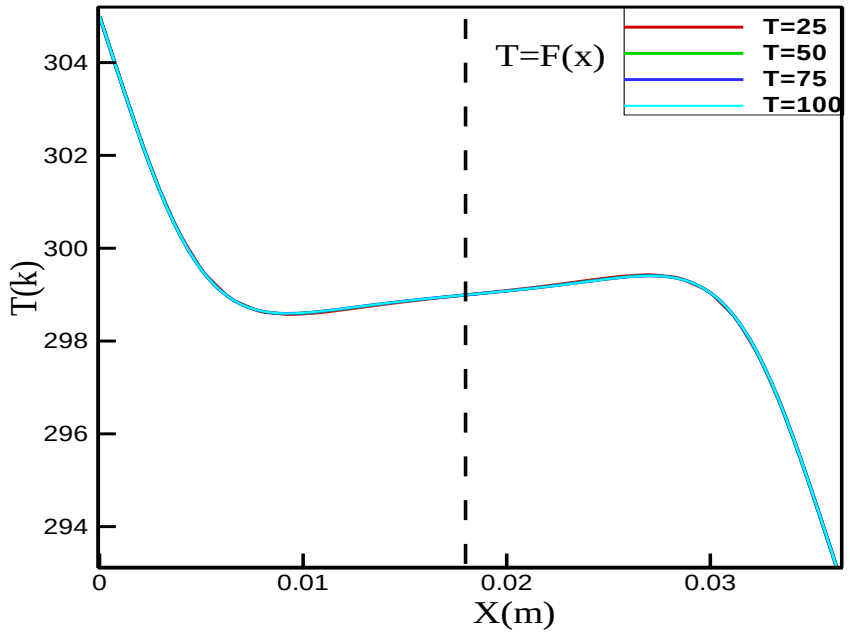
Figure4-2 (b): Grille de maillage utilisée :75×75,100x100

Afin de vérifier l'indépendance des résultats, nous avons construit quatre grilles de maillage (25×25,50×50 , 75×75.100×100 pour le cas de RaT=10_5. Nous avons employé un maillage quadratique structuré avec un coefficient d'expansion géométrique vers l'intérieur de1.2 (Figure 4.2(a) et (b)). Le maillage obtenu est fin au niveau des parois qu'au centre de la cavité, quelque soit la variation de la densité du maillage. A l'issue de ces résultats, on aretenu la grille 100×100 pour l'ensemble des calculs.

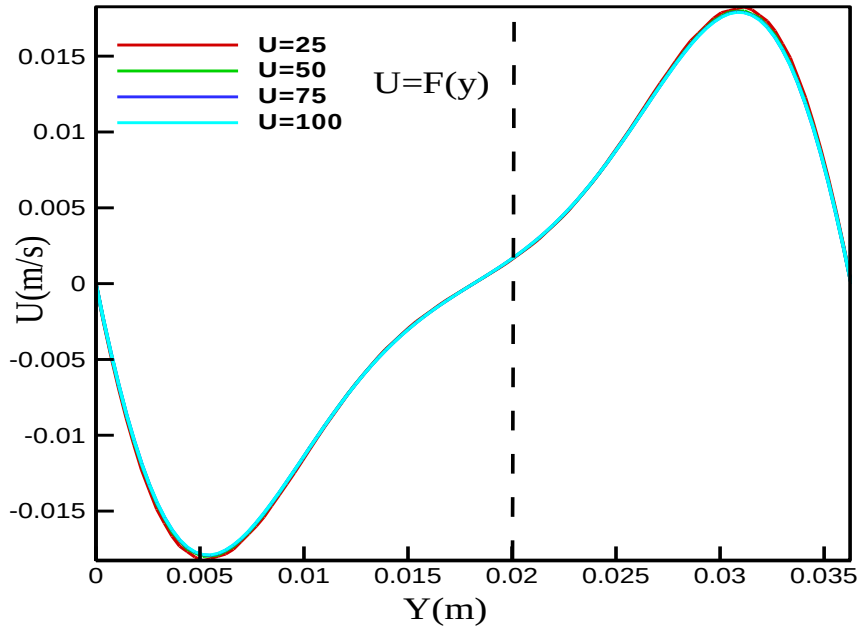
IV-2Résultats :

La figure 4.3 (c) illustre le profil de T tracé à Y=0.5. Nous remarquons que la température est quasi-homogène au milieu de la cavité et vérifie bien sa valeur atteinte au niveau des parois verticales. Dans l'ensemble, l'accord entre les prédictions et les mesures est très satisfaisant.

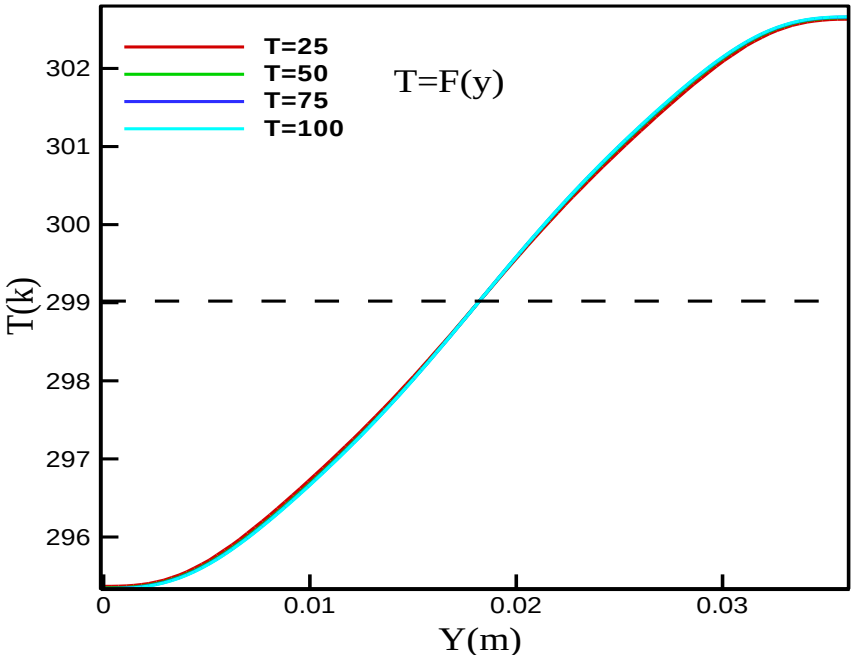
La figure 4.3 (d) illustre le profil de T tracé à X=0.5. Nous remarquons que la température quasi-homogène au milieu de la cavité et vérifie bien sa valeur atteinte au niveau des parois Verticales.



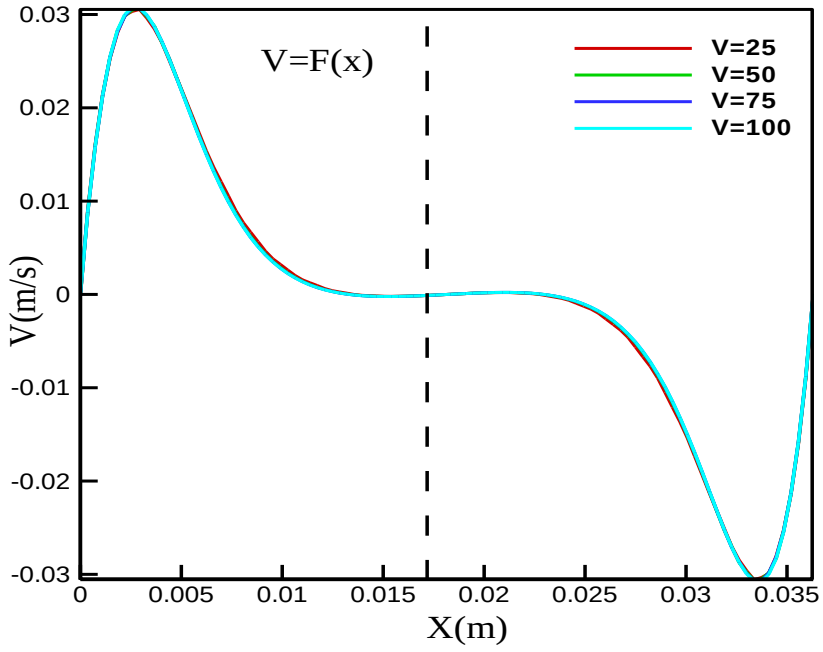
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure 4.3 : confrontation des résultats numérique : (a) profil de Tx ; (b) profil de U ; (c) profil de Ty ; (d) profil de v ; RaT= 10^5

IV-2Présentation les lignes de courant :

Le paramètre principal qui gouverne l'écoulement convectif est le nombre de Rayleigh qui est le rapport entre les forces de flottabilité (poussée d'Archimède) et les forces de dissipation d'où, il sera nécessaire d'interpréter les champs dynamiques (Lignes de courant) et thermiques dans la cavité carrée sans ondulations avec différentes rapports de forme (A=2,6 et 10) .

IV -2-1 Lignes de courant dans les cavités carrées pour différents nombres de Rayleigh (Milieu fluide)

Pour nombres de Rayleigh Ra =10^3

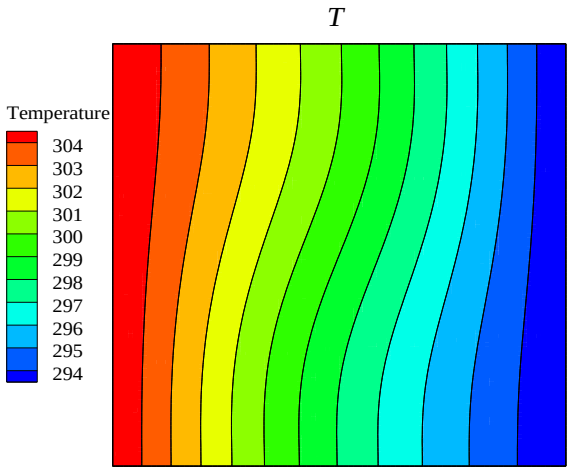


Figure 4.5: isotherme température

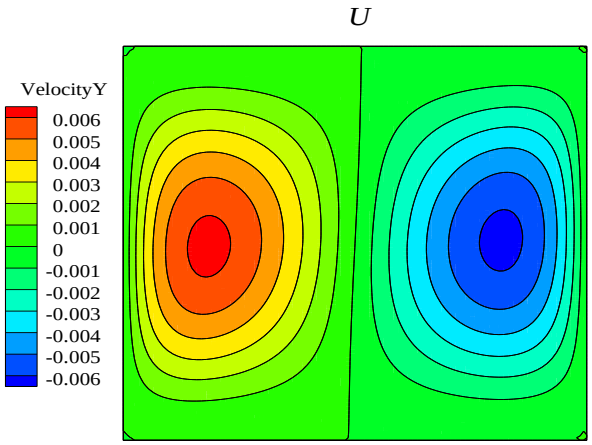


Figure 4.6 : la vélocity U

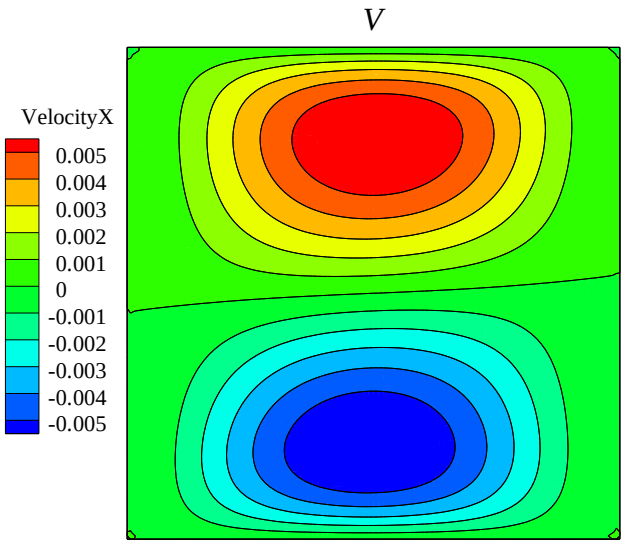


Figure 4.7: la vélocity V

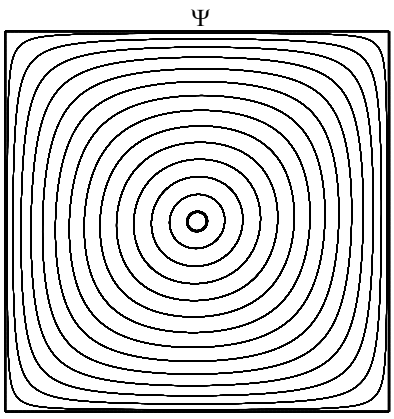


Figure4.8 : champs de courant

Pour nombres de Rayleigh Ra =10^4

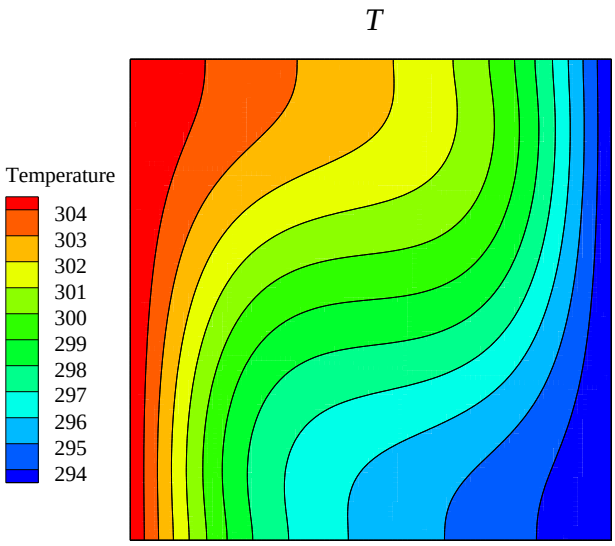


Figure 4.9: La température T

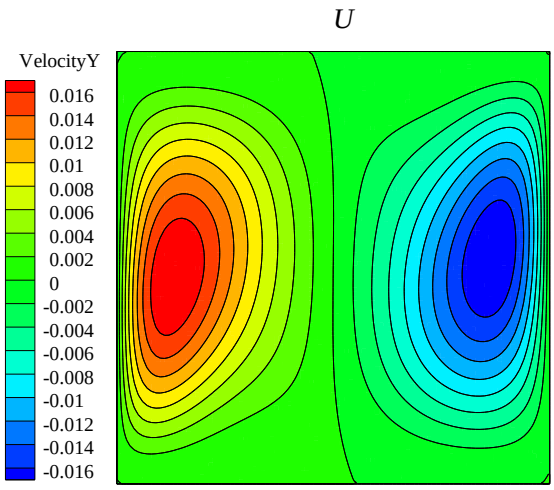


Figure 4.10:La vélocity U

V

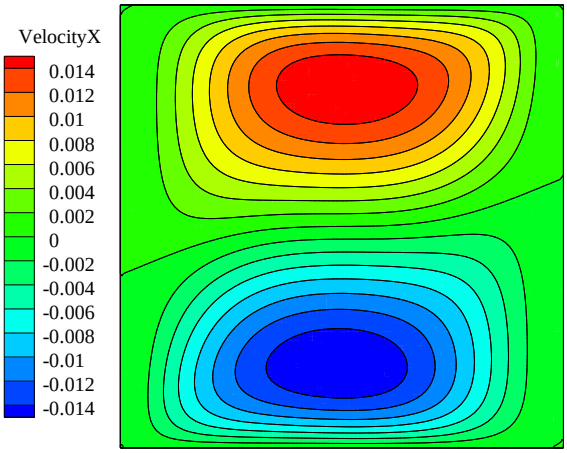


Figure 4.11: vélocity V

Ψ

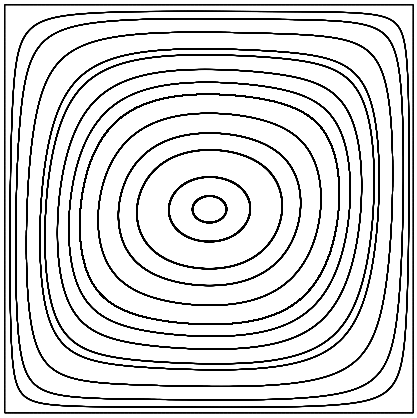


Figure4.12 : champs de courant

Pour nombres de Rayleigh Ra $=10^5$

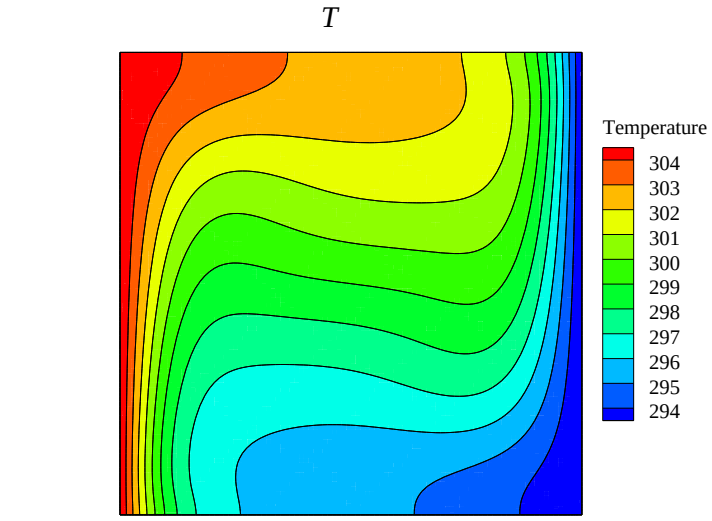


Figure4.13 : température

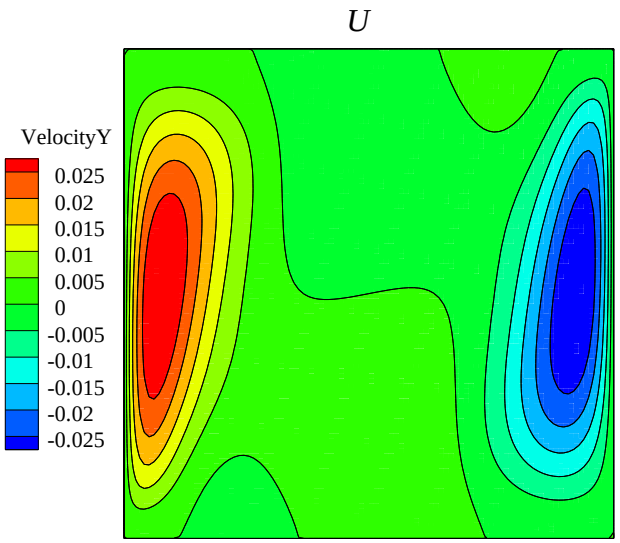


Figure4.14 : vélocity U

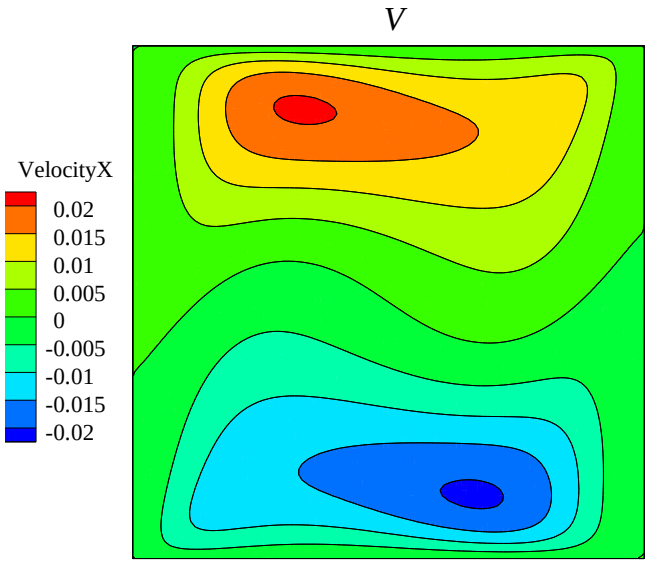


Figure4.15 : vélocity V

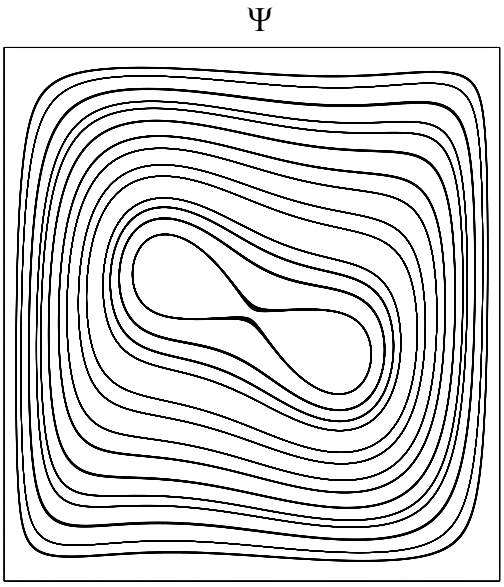


Figure 4.16: champs de courant

Pour nombres de Rayleigh Ra =10^6

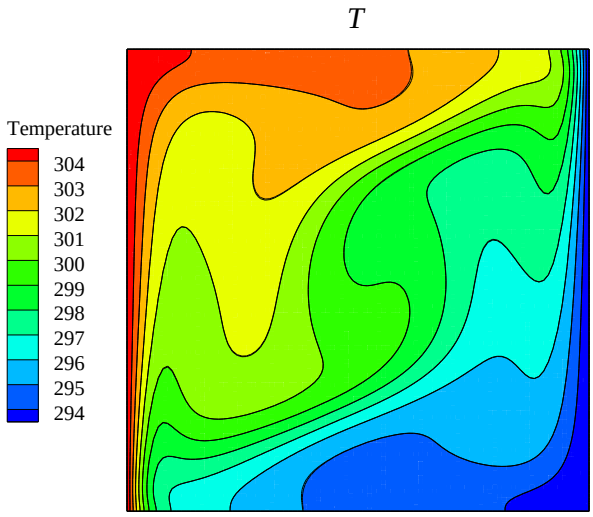


Figure4.17 :la température

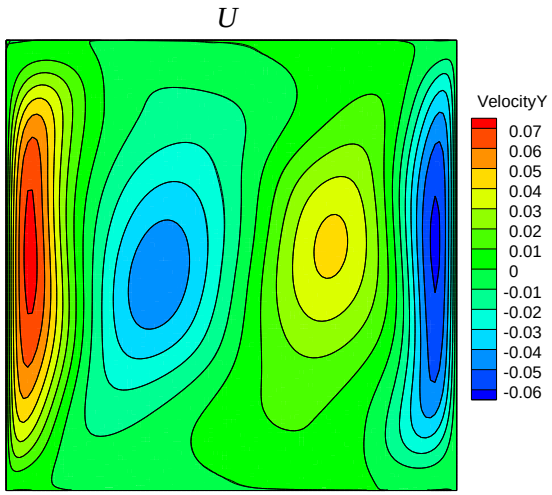


Figure4.18 : la vélocityU

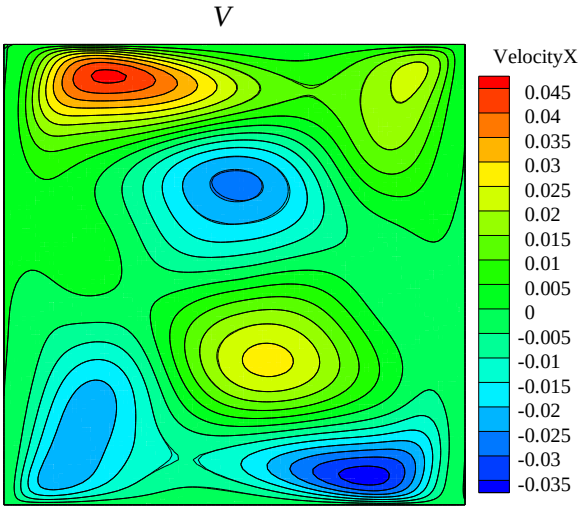
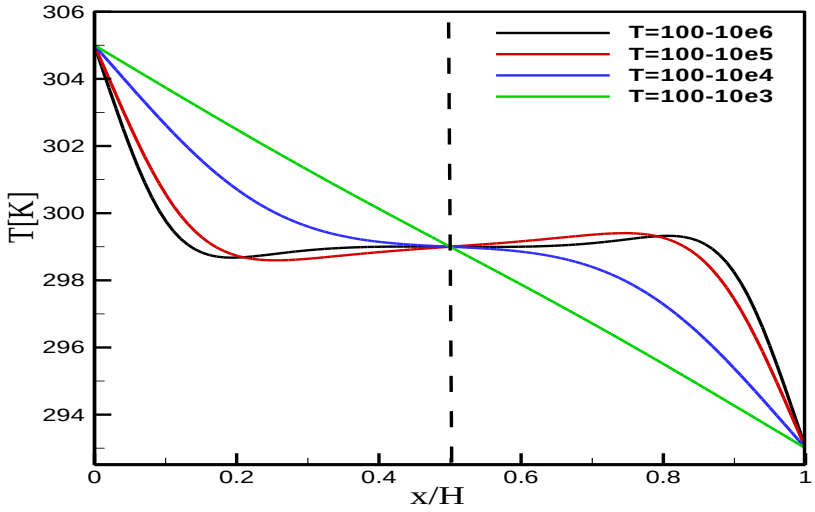


Figure 4.19: la vélocity U

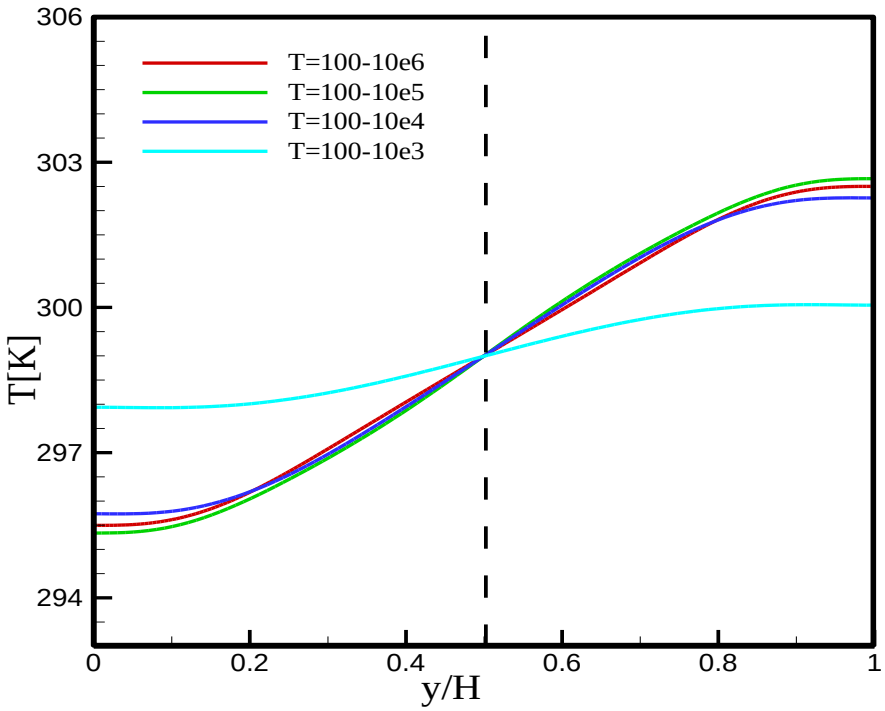
Les figures (4.5(a)), (4.9(a)), (4.13(a)) et (4.17(a)) représente les lignes de courant et les isothermes pour un nombre de Rayleigh variant de 10_3jusqu'à 10_6. L'écoulement est monocellulaire représenté par un vortex tournant appelé vortex primaire au sens contraire d'une aiguille d'une montre. Ce phénomène est créé par le fait que le fluide à côté de la paroichaude reçoit de la chaleur et devient plus léger et ascendant du fait de la poussée d'Archimède. Par contre à proximité de la paroi froide il se refroidie et devient plus lourd et descendant le long de cette paroi.

En ce qui concerne les isothermes, il s'avère que l'augmentation du nombre RaT entraine des variations significatives des isothermes. A $RaT=10_3$, les isothermes sont pratiquement verticales, évoluent avec RaT et deviennent quasi-horizontales à $RaT=10_6$. Egalement, les isothermes se resserrent de plus en plus au voisinage des parois verticales en augmentant le nombre RaT.

Les effets thermiques engendrent une cellule de convection dans la région centrale de la cavité. Pour les faibles valeurs de RaT, le mode de transfert de chaleur dominant est la conduction. L'augmentation de RaT intensifie le mouvement d'air en boucle dans la couche limite près des parois verticales.



(a)



(b)

Figure4.20 : Profils de température **T** pour différentes valeurs de **RaT**: (a) y=**0.5**, (b) **X**=**0.5**.

La (figure 4.21) présente les profils de la vitesse u tracé à Y=0.5. En passant de RaT=10_3 àRaT=10_4, les valeurs des vitesses u augmentent. Tandis que, pour RaT>10_4, elles diminuent progressivement dans toute la cavité

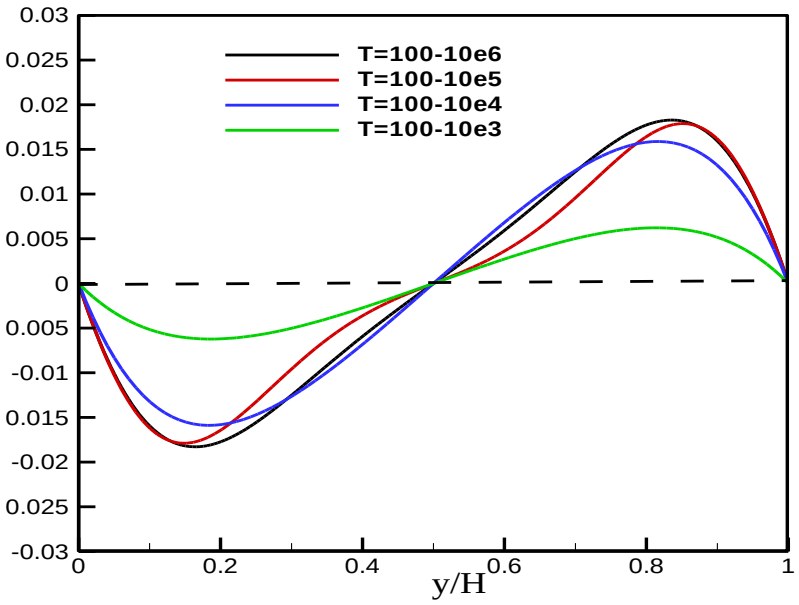


Figure4.21 : profils de la vitesse u∗ pour différentes valeurs de RaT: (a) Y=0.5

La figure 4.22 montre les profils de la vitesse V tracé à Y=0.5 et à X=0.5. En variant RaT de10_3 à 10_4, les valeurs de V augmentent. Cependant, pour RaT>10_4, V diminue progressivement au centre de la cavité, devient presque nulle à RaT=10_6 et augmente au niveau des couches limites

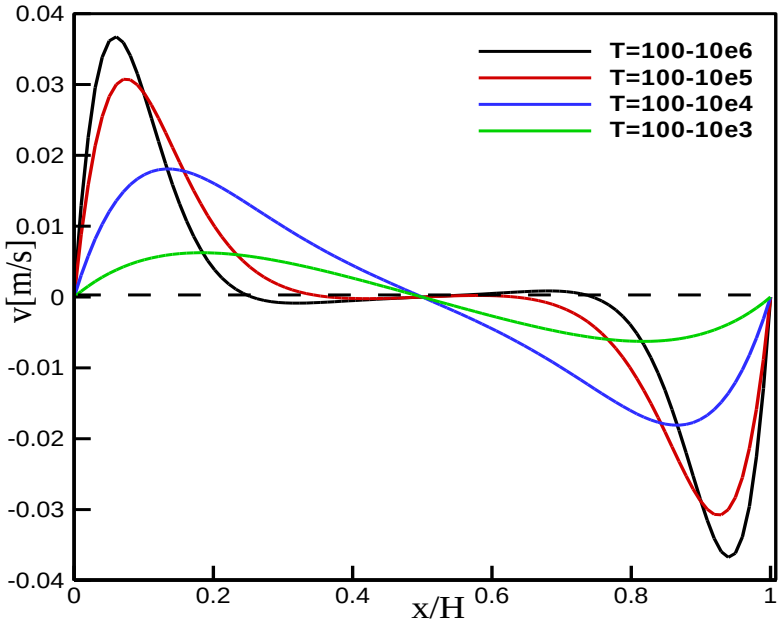


Figure4.22 : profils de la vitesse u∗ pour différentes valeurs de RaT: (a) X=0.5

Les observations tirées des profils de température et de vitesses montrent que lorsque la convection prend effet dans un domaine, des couches limites se développent près des parois. Le transfert de chaleur à travers ces couches limites ne se fait que par conduction et le noyau du tourbillon s'homogénéise pour tendre vers une température quasi constante. Les basses et hautes températures se trouvent à l'intérieur des couches limites le long des parois isothermes.

L'épaisseur des couches limites dépend principalement de l'intensité de la convection i.e. de la valeur du nombre RaT. L'évolution des isothermes à l'intérieur de la cavité est conforme à la circulation du fluide révélée par les champs de vitesses. Il a été constaté que les isothermes (figure 4.5) deviennent de plus en plus serrées au niveau des parois latérales à mesure que RaT augmente.

La (figure 4. 23) illustre l'évolution du nombre de Nusselt local (Nu) calculé au niveau de la paroi chaude en fonction de la hauteur de la cavité, et ce pour différentes valeurs de RaT. Le nombre Nu est plus élevé près de la paroi horizontale inférieure (Y=0). Ceci se traduit par un taux de transfert de chaleur maximal à cause de l'air frais qui s'échauffe près de la paroi chaude. Par conséquent, sa densité diminue, il remonte à cause de la force

d'Archimède et modifie sa trajectoire au niveau de la paroi horizontale supérieure. A Y=1, le taux de transfert de chaleur est minimal en raison de l'air chaud, au niveau de la paroi horizontale supérieure, qui tend à se déplacer vers la paroi froide. Ceci implique de faibles valeurs de Nu.

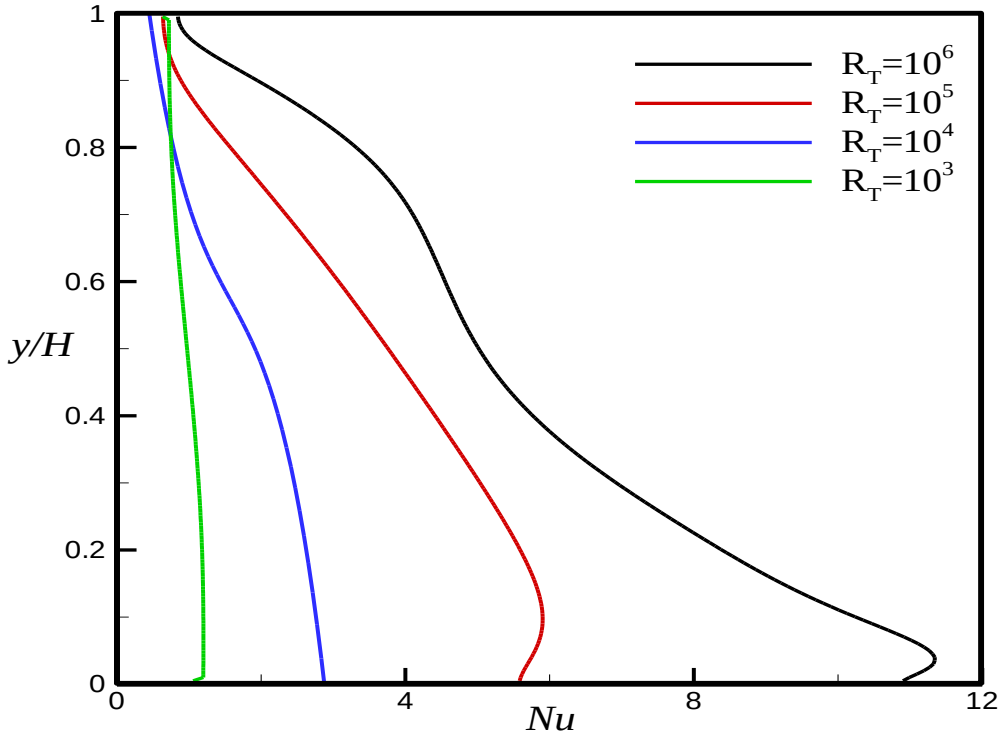


Figure 4.23: Evolution du nombre de Nu le long de la paroi chaude ;y/H.

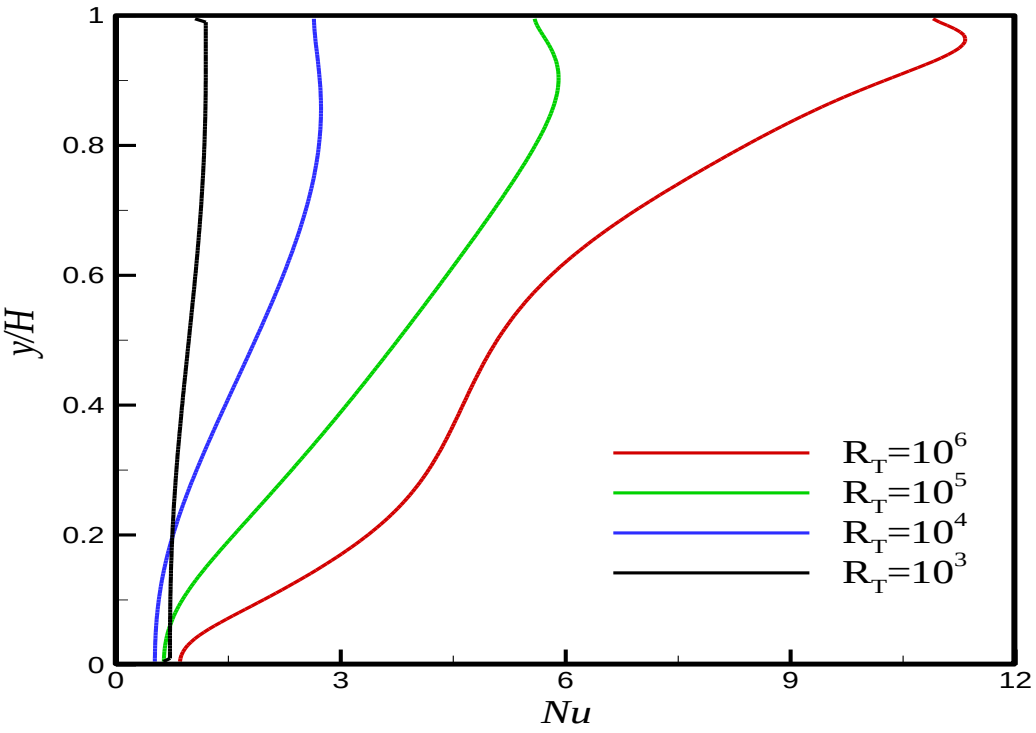
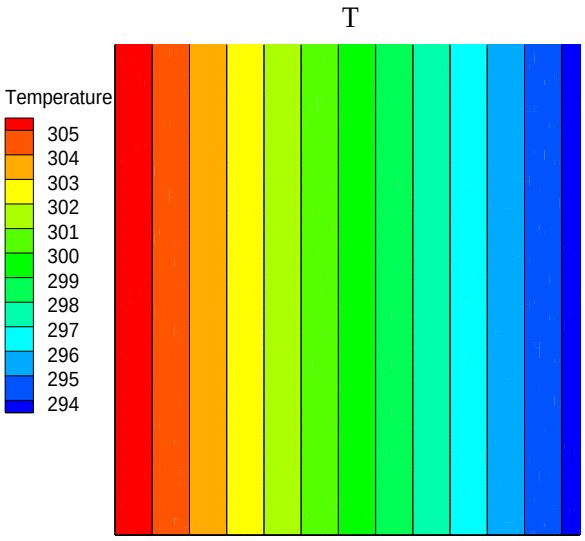


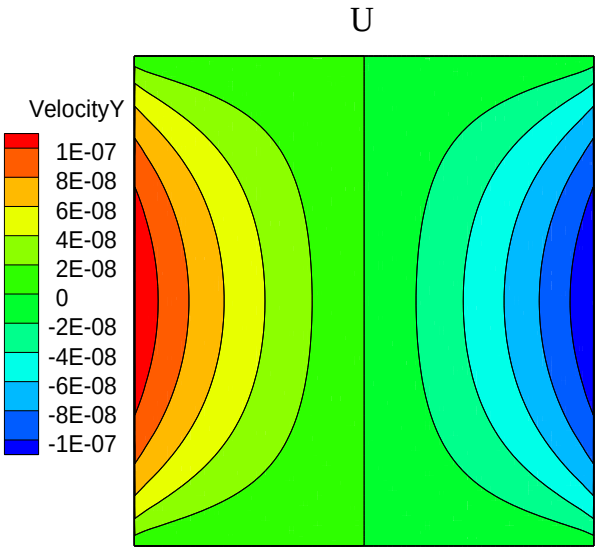
Figure 4.24: Evolution du nombre de Nu le long de la paroi chaude ;y/H.

Partie II : cas de milieu poreux

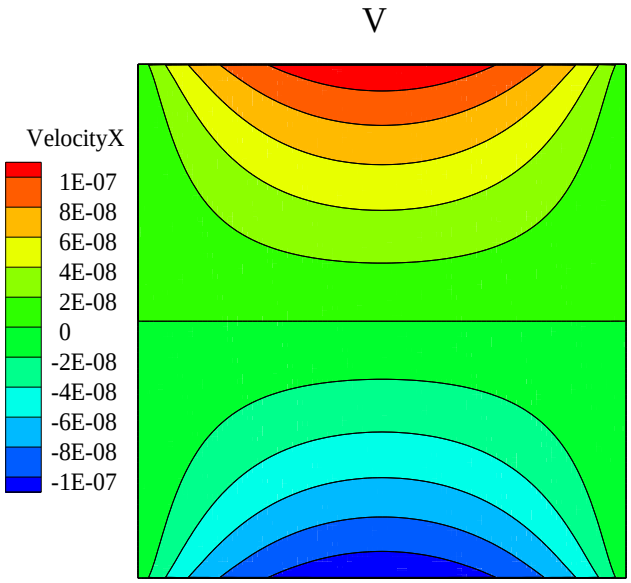
Pour la tortuosité : 1



(a) La température



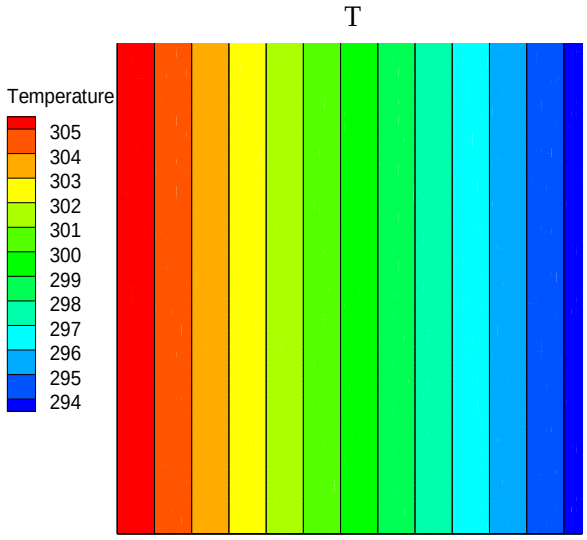
(b) LA vélocity U



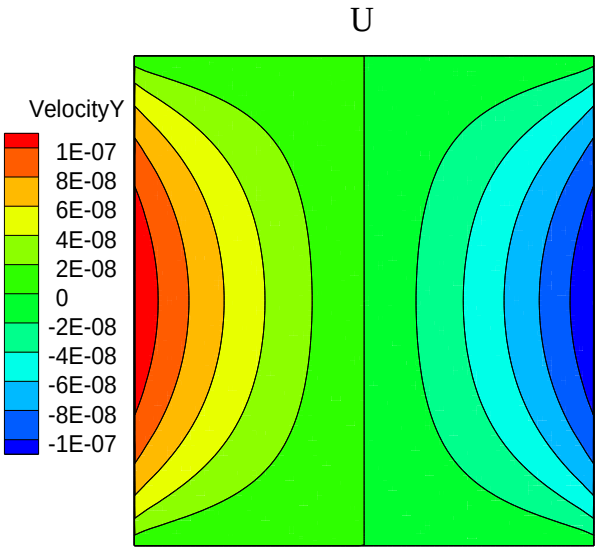
(b) La vilocity V

Figure 4. 25 (a) ,(b), (c) : la température et vélocity U et vélocity V

Pour la tortuosité 0.8

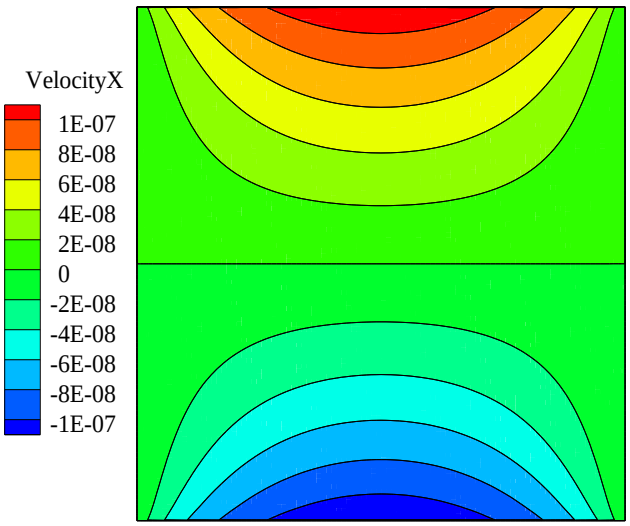


(a) La température



(b) LA vélocity U

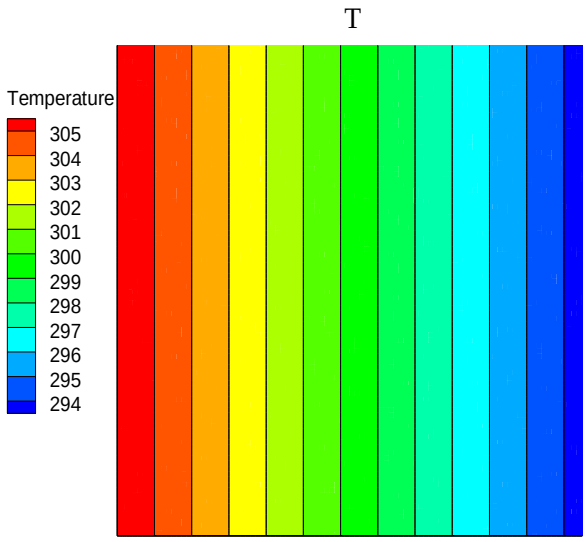
V



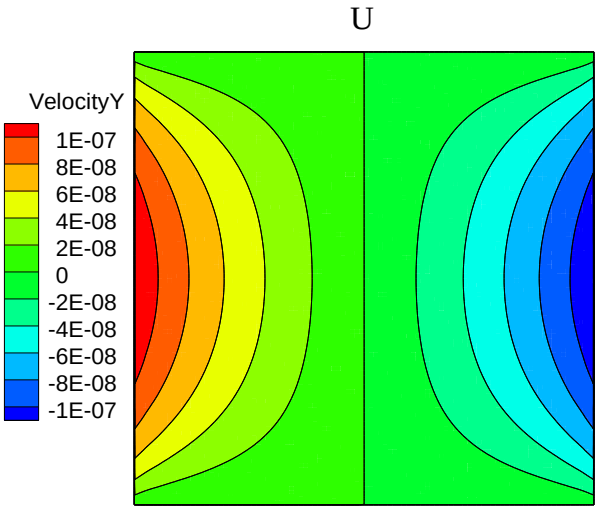
(b) La vilocity V

Figure 4.25 (a),(b), (c) : température, vélocity U vélocity Y

Pour la tortuosité 0.5 est 0.2



(a) La température



(b) LA vélocity U

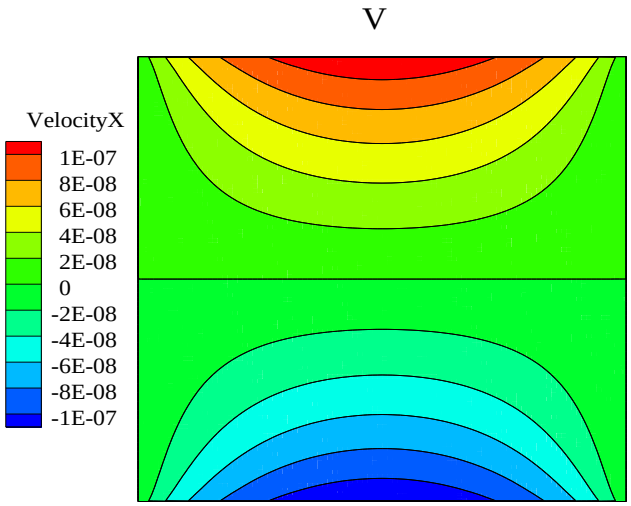
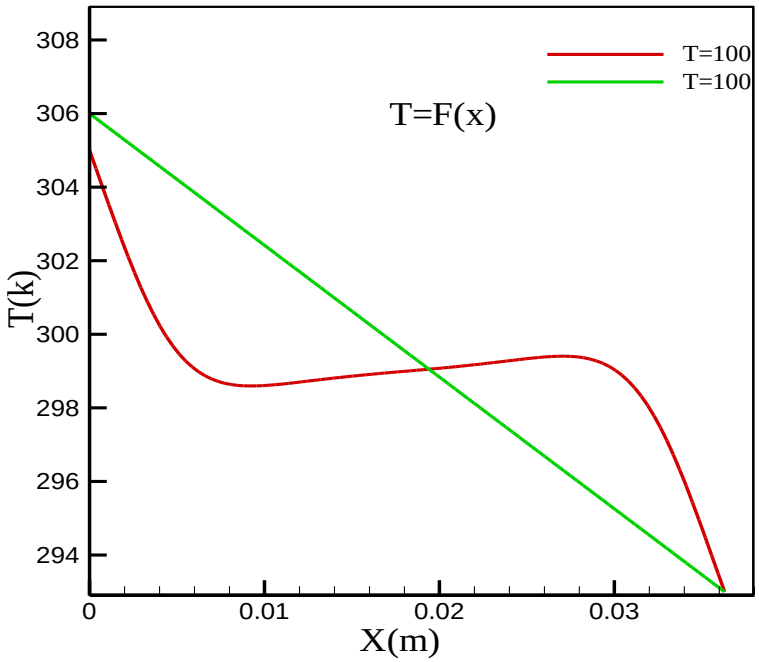
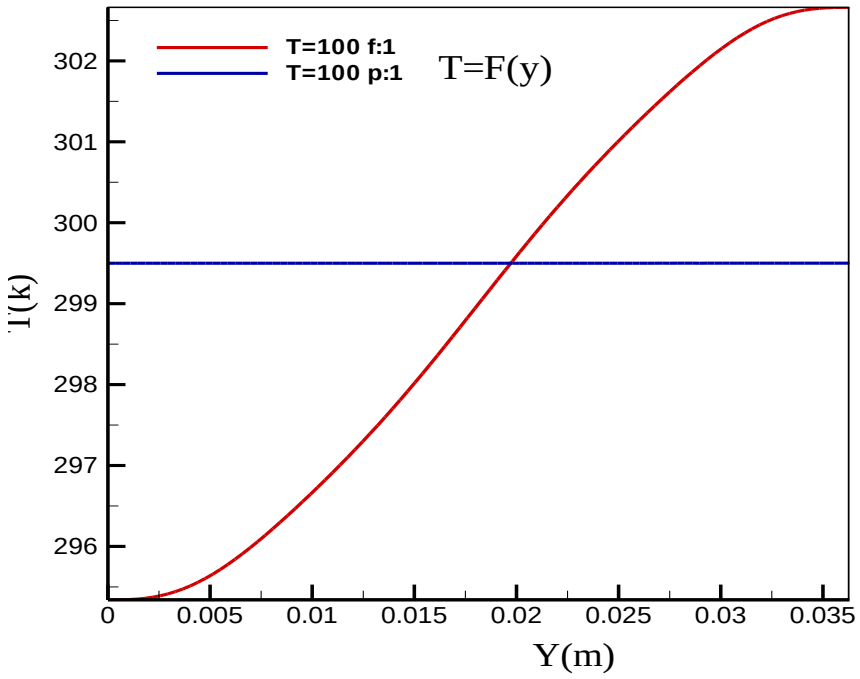


Figure4.26 : (a) ,(b), (c) :température , vilocity U , vélocity V

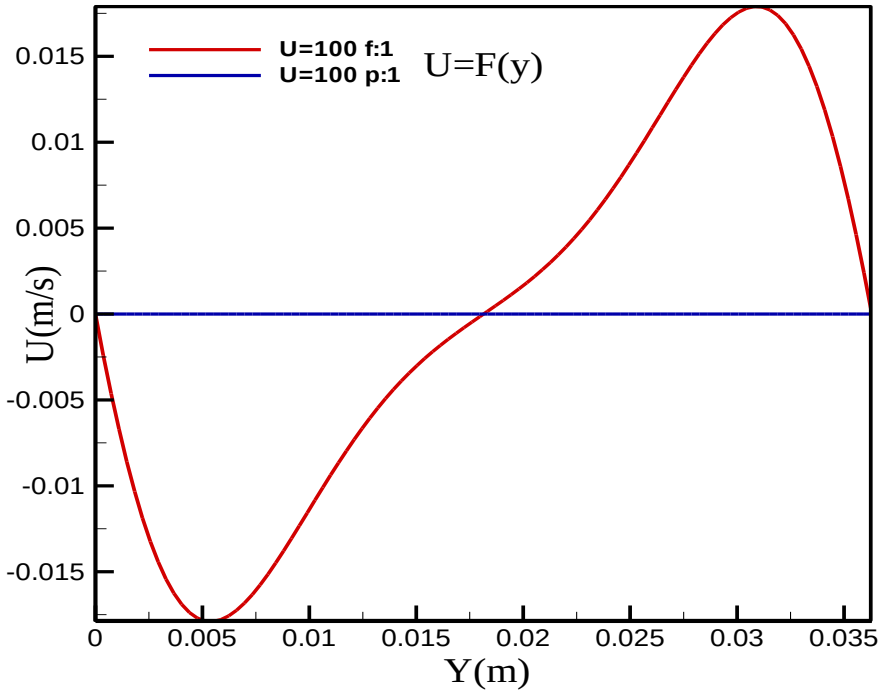
Comparaison de milieu fluide et milieu poreux :



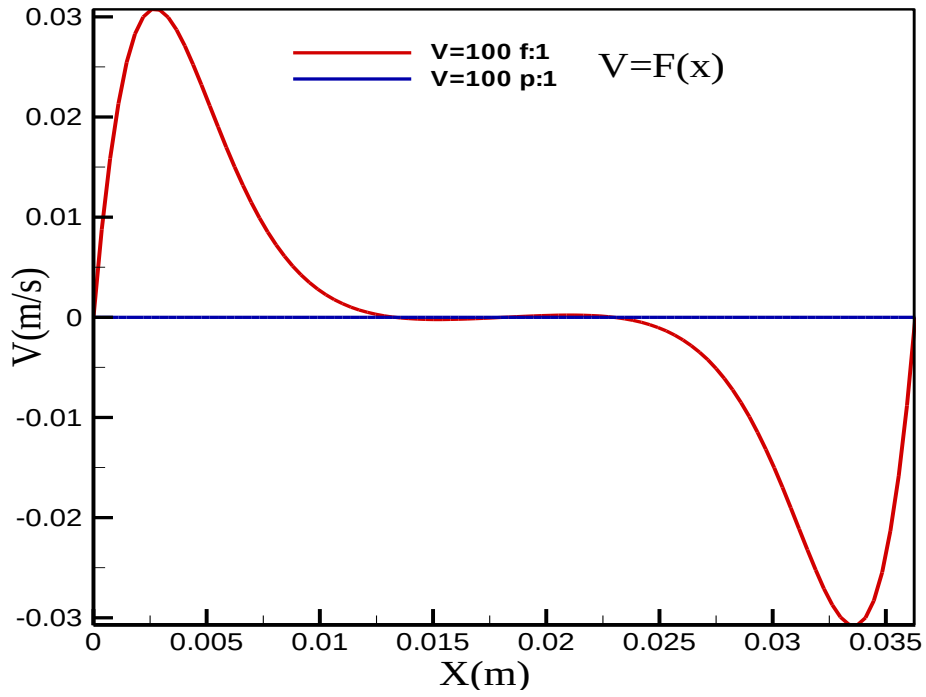
(a)


T=100 f:1
T=100 p:1
T=F(y)
302
301
300
299
298
297
296
T(k)
0
0.005
0.01
0.015
0.02
0.025
0.03
0.035
Y(m)

(b)


U=100 f:1
U=100 p:1
U=F(y)
0.015
0.01
0.005
0
-0.005
-0.01
-0.015
U(m/s)
0
0.005
0.01
0.015
0.02
0.025
0.03
0.035
Y(m)

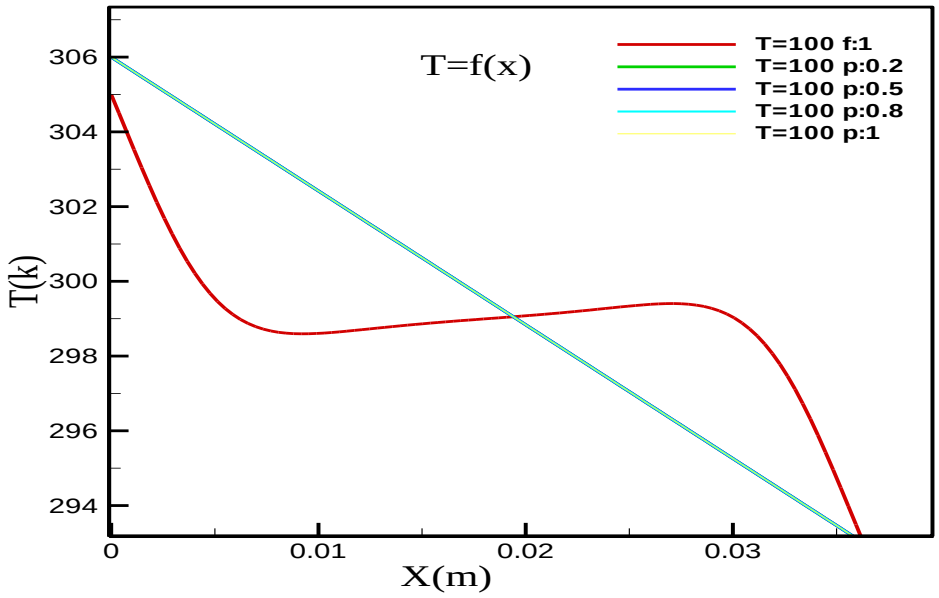
(c)



(d)

Figure4.27 : Comparaison des résultats de milieu fluide et milieu poreux(a) profile Tx, (b)profile Ty ; (c) profile de U ; (D) profile de V .

Comparaison de milieu fluide et milieu poreux de 4 cas(0.2 ;0.5 ; 0.8 ; 1) de tortuosité :



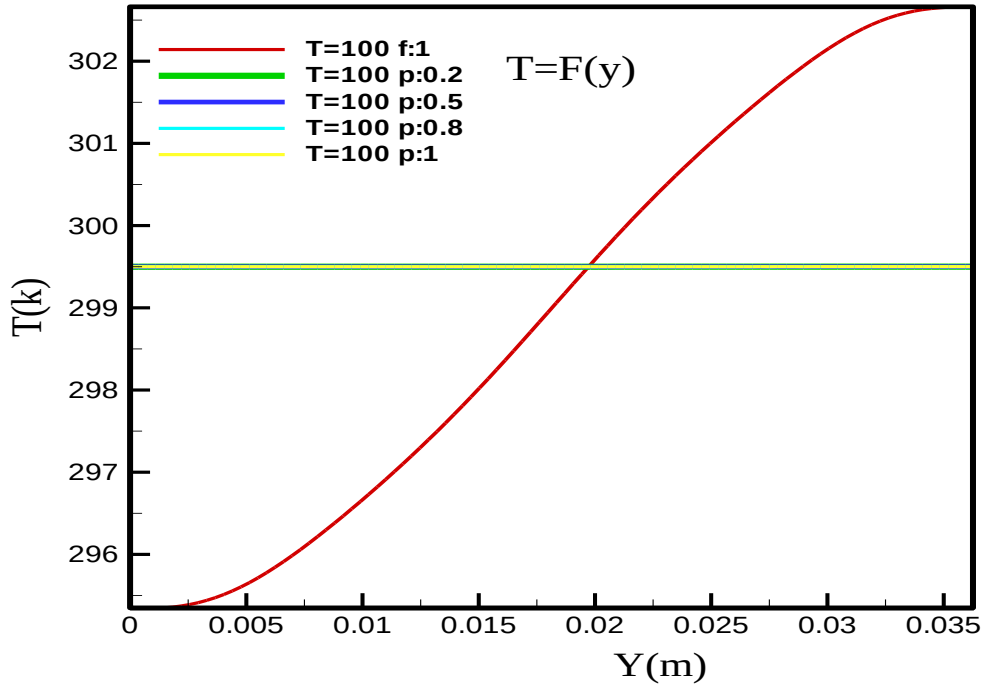
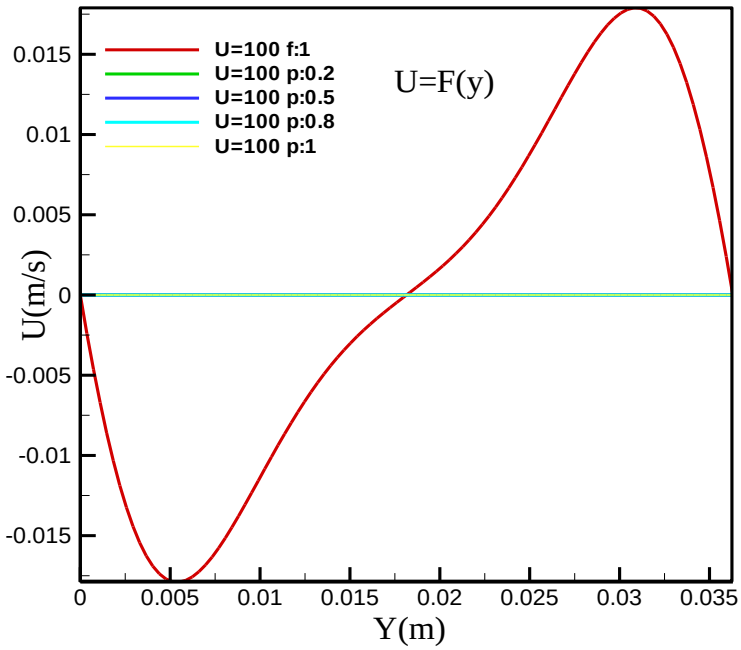
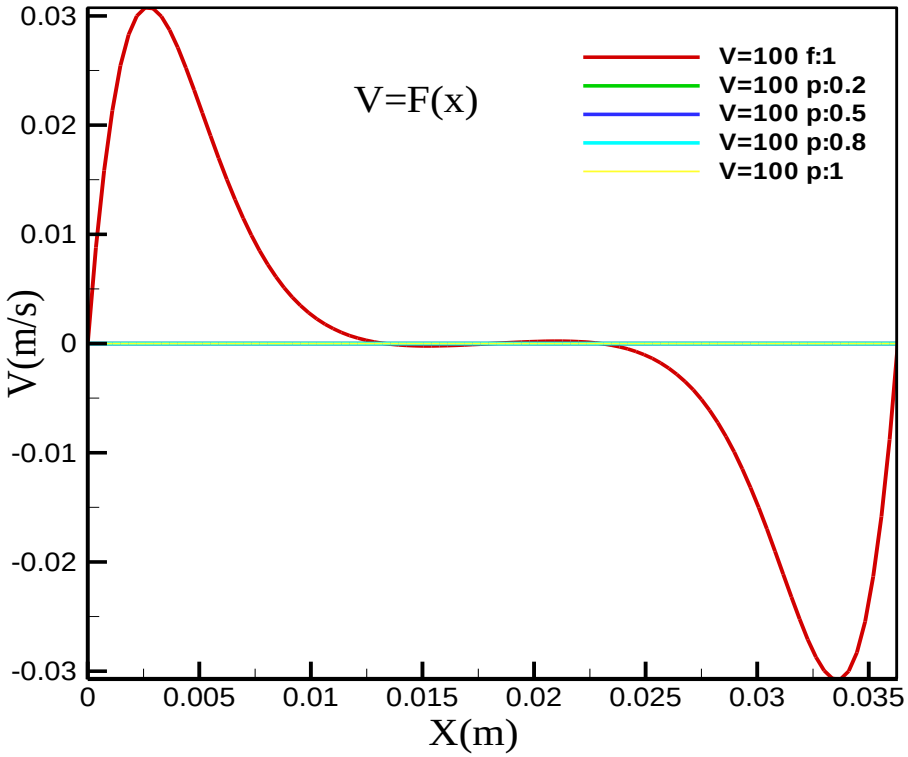


Figure 4.28: Comparaison des résultats de milieu fluide(1) et milieu poreux et **tortuosité (0.2, 0.5 ;0.8 ;1)**




V=F(x)
V=100 f:1
V=100 p:0.2
V=100 p:0.5
V=100 p:0.8
V=100 p:1
V(m/s)
X(m)
0.03
0.02
0.01
0
-0.01
-0.02
-0.03
0
0.005
0.01
0.015
0.02
0.025
0.03
0.035

CONCNCLUSION GENRAL

L’étude numérique du transfert thermique par convection naturelle dans une cavité carrée poreux, les parois gauche et droite sont chauffée et refroidie ,respectivement, tandis que les parois supérieur et inferieure sont maintenus adiabatique, ou il a utilisé le nombre de Ra et la porosité de dimension et de la position la source de chaleur sur le transfert thermique.

Le système d’équations gouvernant le problème a été résolu numériquement par code de calcul ANSYS CFX.

Une étude parénétique a été menée, on a pris en considération l’étude de l’écoulement convectif pour une grande du nombre de Rayleigh Ra de 10^3=10^6, on a constaté que les effets thermiques engendrent une cellule de convection dans la région centrale de la cavité. Pour les faibles valeurs de RaT, le mode de transfert de chaleur dominant est la conduction. L’augmentation de RaT intensifie le mouvement d’air en boucle dans la couche limite près des parois verticales.

Références bibliographique

[1] **Ridouane, E.H. and Campo, A. (2006) :** Free convection performance of circular cavities
having two active curved vertical sides and two inactive curved horizontal sides, *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 2409-2416.

[2] Sankar, M., Bhuvaneswari, M., Sivasankaran, S. and Younghae, D. (2011): Buoyancy
induced convection in a porous cavity with partially thermally active sidewalls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 5173-5182

[3] Sankar, M., Youngyong, P., Lopez, J.M. and Younghae, D. (2011) : Numerical study of
natural convection in a vertical porous annulus with discrete heating, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 1493-1505.

[4] Saravanan, S. and Sivaraj, C. (2011) : Natural convection in an enclosure with a localized
nonuniform heat source on the bottom wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 2820-2828.

[5] Ilis, G.G., Mobedi, M. and Sunden, B. (2008) : Effect of aspect ratio on entropy generation
in a rectangular cavity with differentially heated vertical walls, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 696-703.

[6] Hossain, M.A. and Wilson, M. (2002) : Natural convection flow in a fluid-saturated porous
medium enclosed by non-isothermal walls with heat generation, *International Journalof Thermal Sciences*, vol. 41, pp. 447-454.

[7] Corvaro, F. and Paroncini, M. (2008) : A numerical and experimental analysis on the natural convective heat transfer of a small heating strip located on the floor of a square cavity, *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, pp. 25-35.

[8] Weisman C., Quere P, Firdaouss M.,"Surune solution exacte de la convection naturelle en cavité partiellement remplie d'un milieu poreux",C. R. Acad. Sci. Paris, t.327, Série ll b,p.235-240 (1999) Mécanique des fluide/Fluide mechanics

[9] Al-Bahi A.M., Radhwan A.M., Zaki G.M.,(2002), Laminar natural convection from an isoflux discrete heater in a vertical cavity, The Arabian Journal for Science and Engineering, 27, Number 2C

[10] Hasan M.N., Saha S.C., GuY.T., (2012), Unsteady natural convection within a differentially heated enclosure of sinusoidal corrugated side walls, International Journal of Heatand Mass Transfer, vol. 55, pp. 5696-5708.