

Faculty of Sciences and Technology
Departement of Mechanical Engineering

كلية العلوم والتكنولوجيا
قسم الهندسة الميكانيكية

N° d'ordre : M...../GM/2024

MEMOIR ED EFIN D'ETUDES MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

Thème

**Analyse de la convection naturelle dans une cavité
en forme de F**

Présenté par:

- ❖ GHALI KHADIDJA
- ❖ MAROUF FOUZIA

Soutenue le 24/06/2024 devant le jury composé de:

Président	Pr.RETIEL Nouredine	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	Pr.HOUAT Samir	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Dr.SAHRAOUI Nassim Mahfoud	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2023 / 2024

Remerciements

Nous souhaitons débiter en exprimant notre profonde gratitude envers notre Dieu puissant et miséricordieux, qui nous a accordé la force et la patience nécessaires pour mener à bien ce modeste travail. Nous sommes conscients que sans l'intervention consciente d'un grand nombre de personnes, ce mémoire n'aurait pas pu voir le jour. En second lieu, nous tenons à adresser nos remerciements sincères à notre encadreur, le Docteur Sahraoui Nassim Mahfoud, pour sa patience et ses précieux conseils qui ont grandement contribué à la réussite de ce travail. Son apport considérable a été déterminant dans notre progression et nous espérons que ce mémoire lui rendra un hommage à la hauteur de sa personnalité remarquable. Nous souhaitons également exprimer nos vifs remerciements aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche, en acceptant d'évaluer notre travail et de le bonifier par leurs propositions constructives. Leur expertise et leur implication ont contribué à l'enrichissement de ce mémoire.

Résumé :

Ce travail propose une étude de la convection naturelle dans une cavité en forme de F par la méthode des volumes finis en utilisant le code de calcul Fluent.

L'objectif de l'étude est d'analyser l'impact des différentes portions de chauffage et de Prandtl en fonction du nombre de Rayleigh sur les diverses structures de l'écoulement et sur le transfert thermique. Les résultats de l'analyse CFD pour la configuration géométrique étudiée sont présentés sous forme de lignes de courant, de contours de température et de variations nombres de Nusselt moyens. Les résultats obtenus ont révélé que la variation des portions de chauffage, du nombre de Rayleigh et du nombre de Prandtl ont une influence considérable sur les différentes structures d'écoulement et que transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, de la portion de chauffage et du nombre de Prandtl.

Mots clés : Cavité en forme de F, convection naturelle, effet du nombre de Prandtl, CFD, méthode des volumes finis.

Abstract:

In this work, we present a numerical study of natural convection in a F shaped cavity with the finite volume method using Fluent software.

The aim of this study is to analyze the effect of different parameters such as : different heating portions, Rayleigh number and Prandtl number on the flow structures and heat transfer. The results of the CFD analysis for the studied configuration are presented in terms of streamlines, isotherms and average Nusselt number variations. The obtained results showed that heating portions, Rayleigh number and Prandtl number have a considerable impact on the flow structures. Moreover, it has been found that heat transfer increases with the increase of Rayleigh number, heating portions, and Prandtl number.

Keywords: F shaped cavity, natural convection, Prandtl number effect, CFD, finite volume method

الملخص:

يقترح هذا العمل دراسة الحمل الحراري الطبيعي في تجويف على شكل حرف F بطريقة الحجم F المحدود باستخدام كود

حساب فلوينت

الهدف من الدراسة هو تحليل تأثير أجزاء التسخين المختلفة وأجزاء براندتل كدالة لرقم رايلي على هياكل التدفق المختلفة

للتكوين الهندسي المدروس في شكل انسيابي وخطوط محيطية لدرجة CFD وعلى انتقال الحرارة. تم عرض نتائج تحليل

الحرارة ومتوسط تغيرات رقم نسلت. أوضحت النتائج التي تم الحصول عليها أن اختلاف أجزاء التسخين ورقم رايلي ورقم

براندتل له تأثير كبير على هياكل الجريان المختلفة وأن انتقال الحرارة يزداد مع زيادة رقم رايلي وجزء التسخين ورقم براندتل

الكلمات المفتاحية : تجويف على شكل حرف F الحمل الحراري الطبيعي, تأثير رقم براندتل, عقد الفروقات, طريقة الحجم المحدود ,

Table des matières

Résumé

Abstract

المخلص

Nomenclature

Listes des figures

Liste des tableaux

Introduction générale	1
Chapitre I: Etude bibliographique et modélisation mathématique	3
I.1 Introduction :	4
I.2 Etude bibliographique :	4
I.3 Description du problème et hypothèses :	6
I.3.1 Géométrie du problème :	6
I.3.2 Equations générales :	7
I.3.2.1 Equation de continuité (conservation de la masse) :	7
I.3.2.2 Equation de conservation de la quantité de mouvement :	7
I.3.2.3 Equation de conservation de l'énergie :	7
I.3.3 Hypothèses simplificatrices :	7
I.3.4 Formulation mathématique du problème :	8
I.3.4.1 Équation de continuité :	8
I.3.4.2 Équation de quantité de mouvement :	8
I.3.4.3 Equation Energie :	8
I.3.5 Équations adimensionnelles :	9
I.3.6 Conditions aux limites :	9
I.4 Approximation de Boussinesq et nombres adimensionnels :	10
I.4.1 Approximation de Boussinesq :	10
I.4.2 Nombre adimensionnel :	11
I.4.2.1 Nombre de Grashof :	11
I.4.2.2 Nombre de Prandtl:	11
I.4.2.3 Nombre de Rayleigh :	11
I.4.2.4 Le nombre de Nusselt :	11
I.5 Conclusion :	12
Chapitre II Description de la Méthode de résolution des équations de conservation et les Logiciels utilisés.....	13
II.1 Introduction :	14
II.2 Méthodes des volumes finis (MDF) :	14
II.3 Description du logiciel Gambit :	14
II.3.1 Définition de Gambit :	14
II.3.2 Interface et étapes de Gambit :	15
II.3.2.1 Lancer Gambit :	15
II.3.2.2 Construction de la géométrie:	15
II.3.2.3 Génération de maillage :	16
II.3.2.4 Les conditions aux limites :	16
II.3.2.5 Exportation du maillage de Gambit :	17
II.4 Le solveur Fluent :	18

II.4.1	Définition de Fluent :	18
II.4.2	Les étapes de solveur Fluent :	18
II.4.2.1	Lancer Fluent :	18
II.4.2.2	Importation de la géométrie :	19
II.4.2.3	Vérification du maillage :	19
II.4.2.4	Vérification des unités et des dimensions :	20
II.4.3	Définition du modèle :	20
II.4.3.1	Choix du solveur :	20
II.4.3.2	Choix du régime d'écoulement :	21
II.4.4	Définition de matériel :	21
II.4.4.1	Les caractéristiques du matériau :	21
II.4.4.2	Les conditions opératoires :	22
II.4.4.3	Les conditions aux limites :	22
II.4.5	Le solveur :	23
II.4.5.1	Contrôle de la solution :	23
II.4.5.2	Initialisation :	23
II.4.5.3	Choix des critères de convergence :	24
II.4.5.4	Lancement du calcul de convergence :	24
II.4.5.5	Allures de l'évolution des résidus de calcul :	25
II.5	Conclusion :	26
Chapitre III : Résultats et discussions		27
III.1	Introduction :	28
III.2	Validation du Calcul :	28
III.2.1	Etude du maillage (convection naturelle) :	28
III.2.2	Validation physique :	30
III.3	Résultats et discussions :	31
III.3.1	L'effet du nombre de Rayleigh pour différentes portion de chauffage.....	31
III.3.2	L'effet du nombre de Prandtl pour différents nombres de Rayleigh	36
III.4	Conclusion :	40
Conclusion générale :		41

Listes des figures

Figure I-1 Configuration physique du phénomène étudié.....	6
Figure II-1 Interface de GAMBIT.....	15
Figure II-2 Construction de la géométrie	15
Figure II-3 Génération de maillage	16
Figure II-4 Incorporation des conditions aux limites	16
Figure II-5 Exportation du maillage.....	17
Figure II-6 Enregistrement du fichier.....	17
Figure II-7 Lancement du logiciel Fluent	18
Figure II-8 Importation de la géométrie	19
Figure II-9 Vérification du maillage	19
Figure II-10 Vérification les dimensions et les unités.....	20
Figure II-11 Choix du solveur.....	20
Figure II-12 Choix de modèle laminaire	21
Figure II-13 Les caractéristiques du matériau.....	21
Figure II-14 Les températures (conditions aux limites).....	22
Figure II-15 Choix d'ordre d'équation.....	23
Figure II-16 Initialisations de calcul	23
Figure II-17 Choix des critères de convergence.....	24
Figure II-18 Choix du nombre des itérations	24
Figure II-19 Allures de l'évolution des résidus de calcul pour maillage 100*100	25
Figure III-1 Configuration physique (cas de convection naturelle)	29
Figure III-2 Maillage utilisé	29
Figure III-3 Etude du maillage pour le cas de la convection naturelle dans une cavité en forme C ($Ra = 10^4$ et 10^5).....	30

Figure III-4 Configuration physique du phénomène étudié	31
Figure III-5 Contours de température pour $Ra=10^3, Ra=10^4, Ra=10^5$ et $Ra=10^6$ et portion de chauffage de 20%,60% et 100%	33
Figure III-6 Lignes de courant pour $Ra=10^3, Ra=10^4, Ra=10^5$ et $Ra=10^6$ et portion de chauffage de 20%,60% et 100%	34
Figure III-7 Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh pour $e = (20\%,40\%,60\%,80\%$ et $100\%)$	35
Figure III-8 Contours de température pour $Ra=10^3,10^4, 10^5$ et 10^6 et nombres de Prandlt $Pr=0.1,Pr=0.74,Pr=7,Pr=10$	37
Figure III-9 Lignes de courant pour $Ra=10^3,10^4, 10^5$ et 10^6 et nombres de Prandlt $Pr=0.1, Pr=0.74, Pr=7, Pr=10$	38
Figure III-10 Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh pour $Pr= (0.1,0.74,1,7$ et $10)$	39

Liste des tableaux

Tableau I.1 conduction aux limites cavité en forme de F (2D)	10
Tableau III.1 Validation des résultats avec la littérature pour le cas de convection naturelle ($Ra =10^4$ et 10^5) et $Pr = 0.71$	30

Nomenclatures		
Symbole	Définition	Unité
C_p	La chaleur spécifique à pression constante	[J/kg.K]
g	L'accélération de pesanteur	[m/s ²]
H	Hauteur de la cavité	[m]
L	Largeur de la cavité	[m]
Φ	Source de chaleur	[W]
P	La pression	[Pa]
T_c	Température de froide	[K]
T_h	Température chaude	[K]
U	Composante adimensionnelle de vitesse suivant X	[]
V	Composante adimensionnelle de vitesse suivant Y	[]
u	Vitesse suivant x	[m/s]
v	Vitesse suivant y	[m/s]
x, y	Coordonnées d'espace dimensionnelles	[m]
X, Y	Coordonnées d'espace adimensionnelles	[]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m.s]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ΔT	La différence de température	[K]
λ	Conductivité thermique	[W/m.K]
h_{\square}	Coefficient d'échange convectif local	[W/m ² .K]
t	Le temps	[s]

Nombres adimensionnels

- Gr Nombre de Grashof
- Nu Nombre de Nusselt
- Pr Nombre de Prandtl
- Ra Nombre de Rayleigh

Introduction générale

Introduction générale

Le transfert de chaleur est un processus très important dans l'industrie et la technologie. Elle se manifeste sous différentes formes (conduction, convection, rayonnement). La convection est le mode le plus courant dans certains domaines, tels que le refroidissement des composants électroniques, des échangeurs de chaleur et des radiateurs. L'amélioration du transfert de chaleur par convection est l'objectif principal de nombreuses études, et de nombreux chercheurs et chercheurs scientifiques ont réalisé de nombreux tests expérimentaux et simulations numériques liés à la description des phénomènes de convection.

Les simulations ont été réalisées à l'aide du code informatique « FLUENT » basé sur la méthode des volumes finis, qui peut désormais être considérée comme une véritable « expérience numérique » lorsque les simulations sont effectuées avec soin. L'avantage des « expériences numériques » est que toutes les grandeurs physiques liées à l'écoulement (champ de vitesse, champ de pression, champ de température, etc.) peuvent être obtenues immédiatement.

Le but de notre travail est de réaliser une étude numérique bidimensionnelle de la convection naturelle dans une cavité en forme de F avec des parois inférieure et supérieure adiabatiques, la paroi gauche à une températures chaude et les parois restantes à des températures froides.

Ce travail est divisé en trois chapitres : Le chapitre 1 présente une étude bibliographique concernant la convection naturelle dans de différentes formes d'enceintes. Une description physique, géométrique et mathématique avec les hypothèses et conditions aux limites correspondantes est également donnée.

Le chapitre 2 présente la méthode des volumes finis, la discrétisation des équations du problème et différents schémas de discrétisation ainsi qu'une introduction à deux logiciels utilisant GAMBIT et FLUENT.

Dans le chapitre 3, nous aborderons en premier lieu la validation de nos résultats avec ceux de la littérature pour un cas test. La discussion, l'interprétation et l'analyse des différents résultats de cette étude paramétrique sont également présentées.

Enfin, une conclusion générale est donnée à la fin de ce mémoire, résumant les principaux résultats obtenus.

**Chapitre I: Etude bibliographique et
modélisation mathématique**

I.1 Introduction :

Dans la première partie du travail, nous présenterons une revue de la littérature de certaines études antérieures liées à la convection naturelle dans différentes formes d'enceinte. Nous présenterons également le problème physique étudié dans cet article et la configuration géométrique considérée. De plus, nous citerons les hypothèses simplificatrices utilisées pour simplifier les équations générales gouvernant l'écoulement. Ces hypothèses seront appliquées sur l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement et l'équation d'énergie. Enfin, les conditions aux limites considérées pour la configuration géométrique étudiée seront présentées.

I.2 Etude bibliographique :

A.Yadollahi et al [1] ont présenté une étude physique de la convection naturelle d'un nano fluide pour une cavité en forme de F sous les effets d'un champ magnétique. La géométrie considérée est une cavité en forme de F sous l'influence d'un champ magnétique constant. La paroi verticale est maintenue à une température chaude tandis que les parois du milieu et de droite sont à température froide, et les autres murs sont isolés. Il a été démontré par les résultats numériques l'augmentation du nombre de Rayleigh a eu un impact sur le nombre de Hartmann. En augmentant le rapport de forme de la cavité, le nombre de Nusselt diminue, à l'exception de l'AR = 0,4.

Ahmed Kadhim Hussein et al [2] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité en forme de F remplie de nano fluide non newtonien Ag-eau saturé dans un milieu poreux et soumis à un champ magnétique périodique horizontal. La surface de la paroi gauche de la cavité était constamment chauffée et exposée à un champ magnétique périodique horizontal. Le mur droit étant à une température constante de froid. Les parois de la cavité supérieure et inférieure ont été isolées thermiquement. Les auteurs ont trouvé que le nombre de Nusselt moyen (Nu) augmente en augmentant le nombre de Ra, alors qu'il diminue lorsque Ha augmente.

K. Kalidasan et al [3] ont étudié numériquement la convection naturelle laminaire d'un nanofluide hybride dans une enceinte ouverte en forme de C contenant un bloc isotherme. Les variables considérées sont le nombre de Rayleigh (10^4 à 10^6) et des fractions volumiques de nanofluide de (0 à 5 %). Il a également été constaté qu'à mesure que le nombre de Rayleigh

augmente, l'intensité de l'écoulement diminue. Le transfert de chaleur s'améliore également avec l'augmentation de la fraction volumique des nanofluides lorsque $Ra = 10^4$ et 10^5 .

N. Makulatia et al [4] ont réalisé une étude numérique sur la convection naturelle de nanofluides eau-al dans une enceinte inclinée en forme de C sous l'influence d'un champ magnétique. On observe que l'effet des nanofluides sur la quantité moyenne de Nusselt diminue avec l'augmentation du nombre de Hartmann (Ha). Le transfert de chaleur diminue à mesure que la fraction volumique des nanoparticules augmente de 60 % à $Ra = 10^5$. Les résultats montrent que l'augmentation des valeurs du rapport de forme de la cavité (AR), de la fraction volumique des nanoparticules et de l'angle d'inclinaison améliorent le transfert de chaleur.

M.Mahmoodi et al [5] ont examiné expérimentalement la convection naturelle d'un nanofluide dans des enceintes en forme de C. La méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE a été utilisée dans ce travail. Les résultats obtenus démontrent que le nombre de Nusselt moyen augmentait en fonction de l'augmentation du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des nanoparticules, peu importe le rapport de forme de l'enceinte. En outre, il a été constaté que le taux de transfert de chaleur augmentait lorsque le rapport de forme de la cavité diminuait. On a également observé une augmentation du taux de transfert de chaleur lorsque la fraction volumique des nanoparticules augmentait.

Une étude numérique de convection naturelle dans des cavités rectangulaires avec différents rapport de forme a été effectuée par **Olanrewaju M. Oyewolaa et al [6]**. Selon les auteurs, lorsque le nombre de Rayleigh augmente, le transfert de chaleur dans les cavités rectangulaires augmente également. L'estimation du nombre de Nusselt près de la limite de la paroi chaude suggère une convection dominante dans un AR plus élevé. Ainsi, les résultats montrent que l'augmentation du rapport de forme entraîne une augmentation régulière de l'épaisseur de la couche limite thermique, ce qui entraîne un transfert de chaleur important du fluide par convection dans les cavités rectangulaires.

M. Sathiyamoorthy et al [7] ont étudié la convection naturelle dans une cavité carrée avec une ou plusieurs parois latérales chauffées linéairement avec la méthode des éléments finis. Leur étude a révélé que pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^5$) et du nombre de Prandtl ($0,7 \leq Pr \leq 10$), les résultats sont présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes, de nombre de Nusselt local et de nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh.

Nader Ben Cheikh et al [8] se sont intéressés à l'influence des conditions aux limites thermiques sur la convection naturelle dans une enceinte carrée partiellement chauffée par le bas. Les auteurs ont trouvé que le nombre de Nusselt moyen atteint son maximum pour la plus grande valeur de portion de chauffage.

M. Paroncini et al [9] ont effectué une analyse numérique et expérimentale du transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte carrée. Leurs résultats ont montré que lorsque $Ra = 10^4$, le phénomène de conduction prédomine la convection, mais lorsque $Ra = 10^5$, le transfert thermique augmente avec le régime de convection. Lorsque la bande est divisée en segments plus petits le transfert thermique augmente.

N. Nithyadevi et al [10] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité rectangulaire avec parois latérales partiellement chauffées. Ils ont trouvé que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du rapport de forme.

I.3 Description du problème et hypothèses :

I.3.1 Géométrie du problème :

La configuration considérée dans cette étude est une cavité en forme de F rempli par un fluide considéré comme étant Newtonien et incompressible (figure I.1). La paroi gauche est maintenue à une température chaude T_h , les parois de droite sont maintenues à une température froide T_c , tandis que les parois restantes sont considérées comme étant adiabatiques.

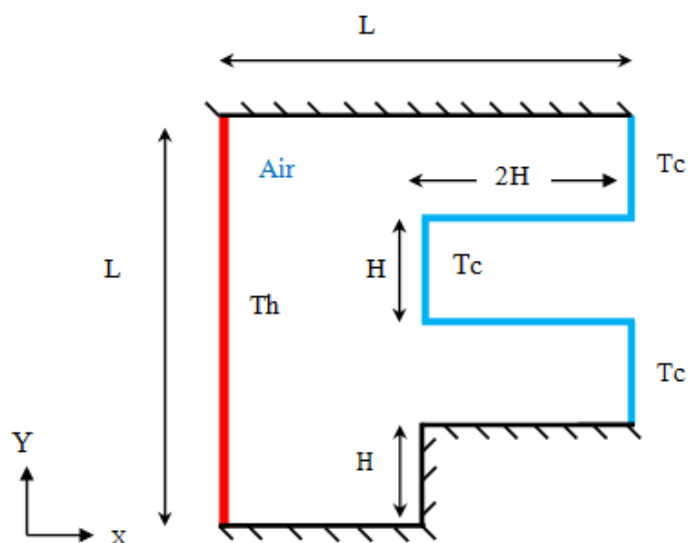


Figure I-1 Configuration physique du phénomène étudié

I.3.2 Equations générales :

Les équations de Navier-Stokes et l'équation de la chaleur régissent le comportement dynamique et thermique du fluide, qui découlent des lois de conservation de masse, d'énergie et de la quantité de mouvement. Elles ont la forme suivante :

I.3.2.1 Equation de continuité (conservation de la masse) :

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de masse aux cours de l'écoulement .Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0$$

I.3.2.2 Equation de conservation de la quantité de mouvement :

Les relations entre les caractéristiques du fluide et son mouvement et la cause qui le produit sont établies grâce au principe de conservation de la quantité de mouvement :

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \rho \vec{g} - \nabla \cdot \vec{p} + \mu \nabla^2 \vec{v}$$

I.3.2.3 Equation de conservation de l'énergie :

L'équation de la conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différents termes, soit :

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = \nabla \cdot \lambda \nabla T + \beta \frac{dp}{dt} + \mu \Phi$$

I.3.3 Hypothèses simplificatrices :

On suppose dans ce travail que :

- Le fluide est incompressible et newtonien.
- Le régime est laminaire.
- Ecoulement bidimensionnel.
- Le régime est permanent. $\left(\frac{\partial}{\partial t} = 0\right)$

- Absence de rayonnement et de source interne de chaleur ($\Phi = 0$).
- Les propriétés physiques du fluide sont supposées constantes.
- L'approximation de Boussinesq est valide, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement (sauf au niveau du terme de gravité).

I.3.4 Formulation mathématique du problème :

Compte tenu des hypothèses simplificatrices, l'équation à deux dimensions peut être écrite comme suit :

I.3.4.1 Équation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

I.3.4.2 Équation de quantité de mouvement :

Après avoir été soumis à toutes les forces extérieures, son expression en coordonnées cartésiennes est la suivante :

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right]$$

Suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] + g\beta(T - T_0)$$

I.3.4.3 Equation d'énergie :

$$\left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right]$$

Où α : la diffusivité thermique.

I.3.5 Équations adimensionnelles :

En utilisant les variables adimensionnelles indiquées ci-dessous et les remplacer dans les équations de (6) à (9):

$$X = \frac{x}{H}, Y = \frac{y}{H}, \theta = \frac{T - T_f}{T_c - T_f}, U = \frac{u}{\frac{\alpha}{H}}, V = \frac{v}{\frac{\alpha}{H}}, P = \frac{p - P_0}{\rho \left(\frac{\alpha}{H}\right)^2}$$

Les équations adimensionnelles seront décrites comme suit :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right]$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + Ra \cdot Pr \cdot \theta$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right]$$

I.3.6 Conditions aux limites :

La résolution précédemment obtenue du système d'équations nécessite des conditions aux limites appropriées incorporant des champs dynamiques et thermiques. Elles s'écrivent comme suit :

Tableau I.1. Conditions aux limites du problème

Limite géométrique	Conditions thermiques
Y=0 0 ≤ X ≤ 0.6	U=0, V=0, $\frac{dT}{dy} \Big _{y=0} = 0$ (adiabatique)
X=0 0 ≤ Y ≤ 1	U=0, V=0, $\theta = 1$
Y=1 0 ≤ X ≤ 1	U=0, V=0, $\frac{dT}{dy} \Big _{y=1} = 0$ (adiabatique)
X=1 0.2 ≤ Y ≤ 0.5	U=0, V=0, $\theta = 0$
X=1 0.7 ≤ Y ≤ 1	U=0, V=0, $\theta = 0$
Y=0.7 0.6 ≤ X ≤ 1	U=0, V=0, $\theta = 0$
X=0.6 0.5 ≤ Y ≤ 0.7	U=0, V=0, $\theta = 0$
Y=0.5 0.6 ≤ X ≤ 1	U=0, V=0, $\theta = 0$
Y=0.2 0.6 ≤ X ≤ 1	U=0, V=0, $\frac{dT}{dy} \Big _{y=0.2} = 0$ (adiabatique)
X=0.6 0 ≤ Y ≤ 0.2	U=0, V=0, $\frac{dT}{dx} \Big _{x=0.6} = 0$ (adiabatique)

I.4 Approximation de Boussinesq et nombres adimensionnels :

I.4.1 Approximation de Boussinesq :

Le principe sous-jacent de cette approximation est de traiter les différentes propriétés thermodynamiques et de transport du fluide comme non affectées par les changements de pression. Dans cette hypothèse, la densité est traitée comme une constante dans tous les termes des équations de transfert, à l'exception du terme gravitationnel, où elle est considérée comme variable et dépendante de la température. Cette variabilité est exprimée par β .

$$(\rho - \rho_0)g = -\rho_0\beta(T - T_0)\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)]$$

Avec: $\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right)$

Où ρ_0 est la masse volumique de référence et β est le coefficient d'expansion thermique.

I.4.2 Nombre adimensionnel :

I.4.2.1 Nombre de Grashof :

Il caractérise le rapport de l'effet thermique de la convection naturelle à l'effet visqueux

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot H^3}{\nu^2}$$

I.4.2.2 Nombre de Prandtl:

Le nombre de Prandtl est une grandeur sans dimension utilisée en mécanique des fluides pour caractériser la relation entre la viscosité et les effets d'inertie dans l'écoulement. Il est défini comme le rapport entre le temps caractéristique de diffusion de la viscosité du fluide et le temps caractéristique d'advection du fluide.

$$Pr = \frac{\rho \cdot \nu \cdot C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha}$$

$$\text{Avec } \alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p}$$

I.4.2.3 Nombre de Rayleigh :

Le nombre de Rayleigh est simplement défini comme le produit du nombre de Grachof (qui décrit la relation entre la flottabilité et la viscosité dans un fluide) et le nombre de Prandtl (qui décrit la relation entre la diffusivité de l'impulsion et la diffusivité thermique).

$$Ra = \frac{\beta(T_c - T_f) \cdot g \cdot H^3}{\nu \cdot \alpha} \quad \text{et } Ra = Gr \cdot Pr$$

I.4.2.4 Le nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est un nombre sans dimension utilisé en thermodynamique et en mécanique des fluides pour caractériser le transfert de chaleur. Il est défini comme le rapport entre le transfert de chaleur convectif et le transfert de chaleur conductif à travers une couche de fluide.

$$\Phi_{\text{réel}} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial X} \Big| = h_c(T_p - T_0)$$

Avec h coefficient d'échange convectif local

$$\Phi_{\text{conductif}} = \frac{\lambda(T_p - T_0)}{L}$$
$$Nu = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{\Phi_{\text{conductif}}} = \frac{-\lambda \frac{\partial T}{\partial X} \Big|}{\frac{\lambda(T_p - T_0)}{L}} = \frac{h_c L}{\lambda}$$

Le Nusselt moyen peut aussi être exprimé par la relation intégrale comme suit :

$$Nu_{\text{moy}} = - \int_0^L \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \frac{1}{L} \right)_{X=0}$$

I.5 Conclusion :

Ce chapitre fournit un aperçu bibliographique de plusieurs articles de recherche sur les différentes compositions de la convection naturelle dans les cavités sous différentes formes et présente la configuration physique qui sera étudiée dans ce travail, ainsi que les hypothèses et équations correspondantes.

Dans le chapitre suivant, nous allons voir les outils utilisés pour la modélisation et la simulation de l'écoulement et le transfert thermique dans cette étude.

Chapitre II
Description de la Méthode de résolution des
équations de conservation et les Logiciels utilisés

II.1 Introduction :

Tout phénomène physique, tel que les écoulements de fluides ou les échanges thermiques, nécessite l'étude des variables qui le décrivent. L'utilisation de méthodes numériques constitue une option viable pour analyser les phénomènes physiques avec une résolution efficace. La solution consiste à diviser le volume de fluide en volumes élémentaires, qui sont plus petits et plus faciles à gérer. (Évaporation) Plusieurs avantages des méthodes numériques incluent leur capacité à prédire rapidement, à être peu coûteuses et à fournir des informations complètes, ainsi qu'à simuler des scénarios du monde réel.

II.2 Méthodes des volumes finis (MDF) :

La méthode des volumes finis utilisée dans cette étude consiste à exprimer la grandeur étudiée (masse, énergie, quantité de mouvement, etc.) sur un volume de contrôle. Les volumes sont généralement rectangulaires et sont définis par des lignes parallèles aux axes de coordonnées. Il est actuellement possible d'utiliser des volumes sous diverses formes. L'un des principaux avantages de cette méthode est qu'elle garantit une conservation complète des gradients, quelle que soit la taille du maillage. Pour cette raison, il est souvent utilisé dans la résolution de phénomènes régis par des équations aux dérivées partielles.

II.3 Description du logiciel Gambit :

II.3.1 Définition de Gambit :

Le logiciel Gambit est un outil permettant de créer des modèles géométriques et des maillages tridimensionnels en dynamique des fluides computationnelle. Le logiciel Fluent Inc., désormais affilié à ANSYS Inc. ", a créé Gambit pour permettre aux utilisateurs de concevoir, modifier et examiner des géométries complexes. Il est disponible en différentes versions. Il fournit une interface graphique conviviale pour créer des surfaces, des volumes, et les conditions aux limites, ainsi que des maillages de haute qualité. La création de modèles géométriques pour les simulations CFD avancées est généralement réalisée via Gambit.

II.3.2 Interface et étapes de Gambit :

II.3.2.1 Lancer Gambit :

Après lancement du le logiciel, l'interface d'utilisation :

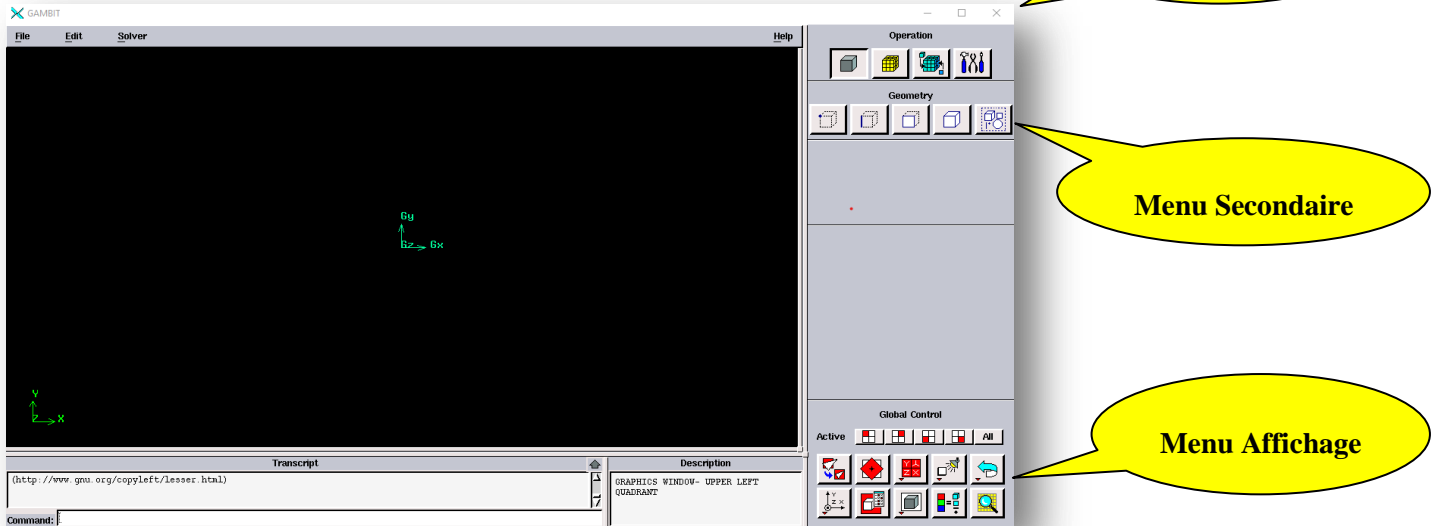


Figure II-1 Interface de GAMBIT

II.3.2.2 Construction de la géométrie:

Pour créer notre géométrie 2D dans Gambit, nous avons suivi la méthode point par point, en reliant ensuite ces points par des arrêts (edges) dans toutes les directions. Ensuite, nous avons créé les faces nécessaires pour obtenir la géométrie souhaitée.

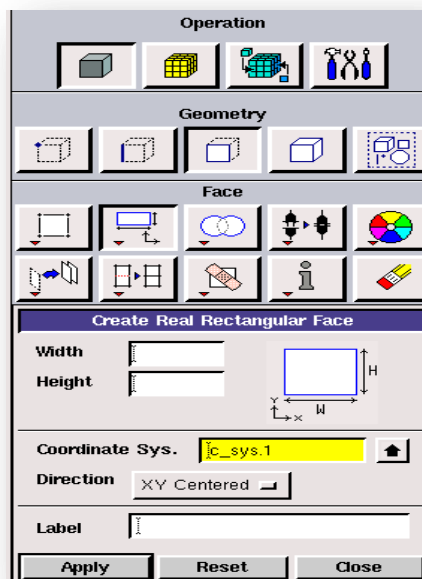


Figure II-2 Construction de la géométrie

II.3.2.3 Génération de maillage :

Dans notre cas d'étude on a suivi la méthode du maillage structuré.

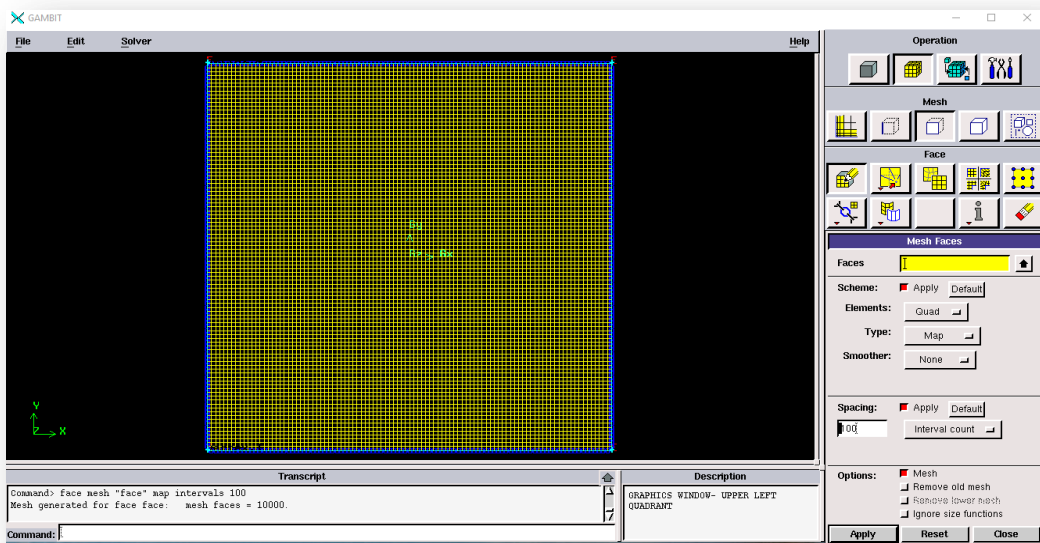


Figure II-3 Génération de maillage

II.3.2.4 Les conditions aux limites :

La figure suivante présente un récapitulatif des différentes conditions pouvant être imposées pour modéliser l'écoulement d'air dans une cavité carrée en mouvement.

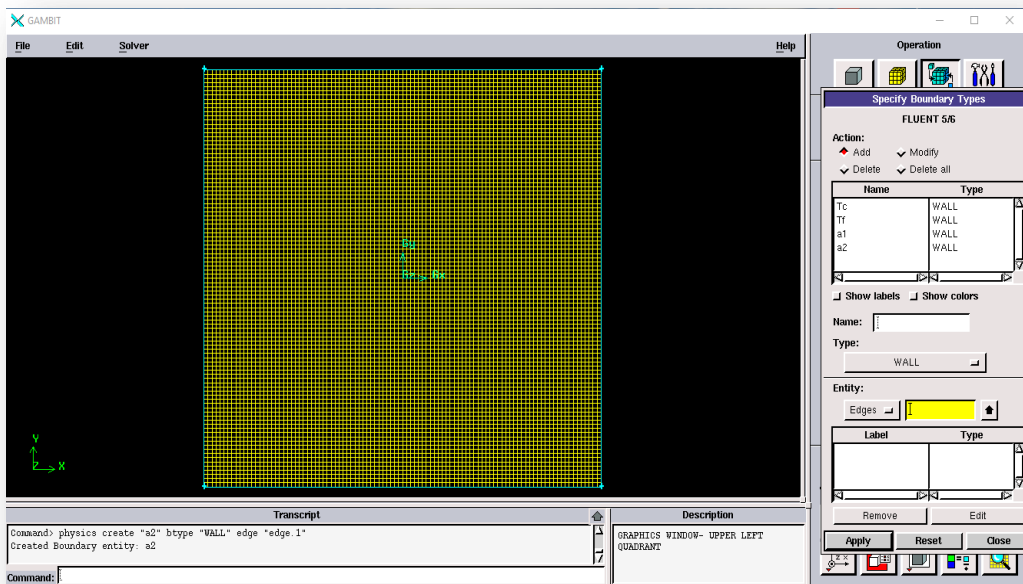


Figure II-4 Incorporation des conditions aux limites

II.3.2.5 Exportation du maillage de Gambit :

Une fois la géométrie créée et les conditions aux limites définies, le maillage est exporté vers le solveur Fluent en suivant les étapes suivantes :

Filee → xport → mesh

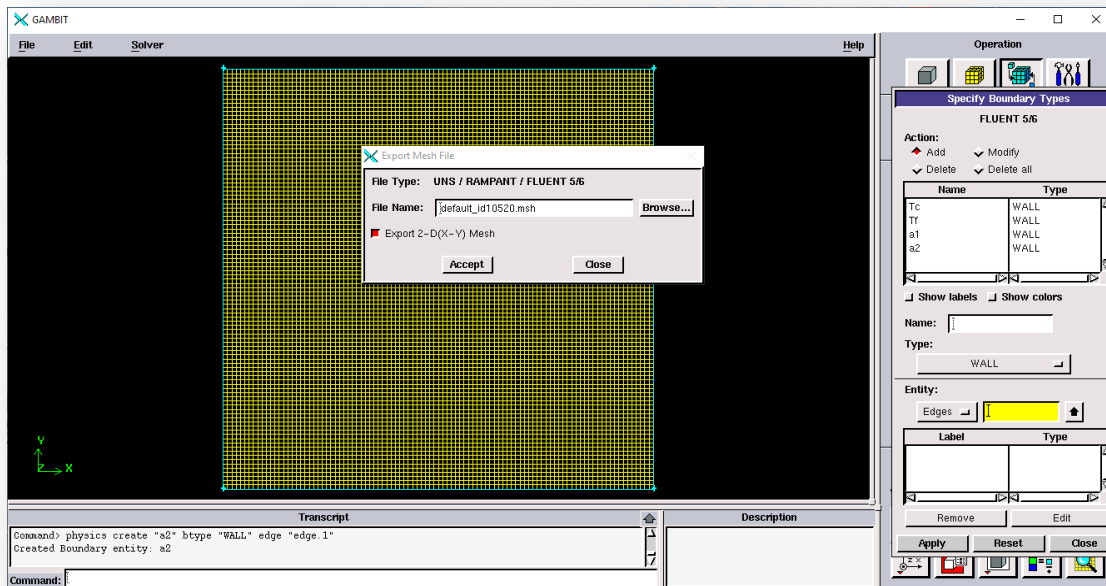


Figure II-5 Exportation du maillage.

Pour que fluent soit valable, il est nécessaire d'exporter la géométrie en format (msh) pour le lire de l'utiliser après enregistrement.

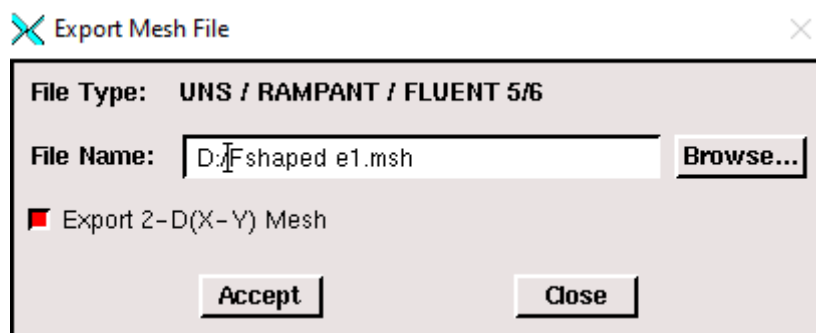


Figure II-6 Enregistrement du fichier

II.4 Le solveur Fluent :

II.4.1 Définition de Fluent :

Le logiciel informatique de dynamique des fluides Fluent est utilisé dans le but de simuler les écoulements de fluides et d'analyser les phénomènes thermiques. Le logiciel permet aux utilisateurs de créer des géométries complexes, d'appliquer des conditions aux limites, de spécifier les caractéristiques des fluides.

II.4.2 Les étapes de solveur Fluent :

II.4.2.1 Lancer Fluent :

Étant donné que notre géométrie est en 2D, nous avons choisi d'utiliser la précision double (2ddp) pour notre étude dans le domaine de calcul. Cette option est distinguée de la manière suivante :



Figure II-7 Lancement du logiciel Fluent

II.4.2.2 Importation de la géométrie :

Pour commencer l'étude il faut importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit par l'étape suivante : **File** → **Read** → **Case**

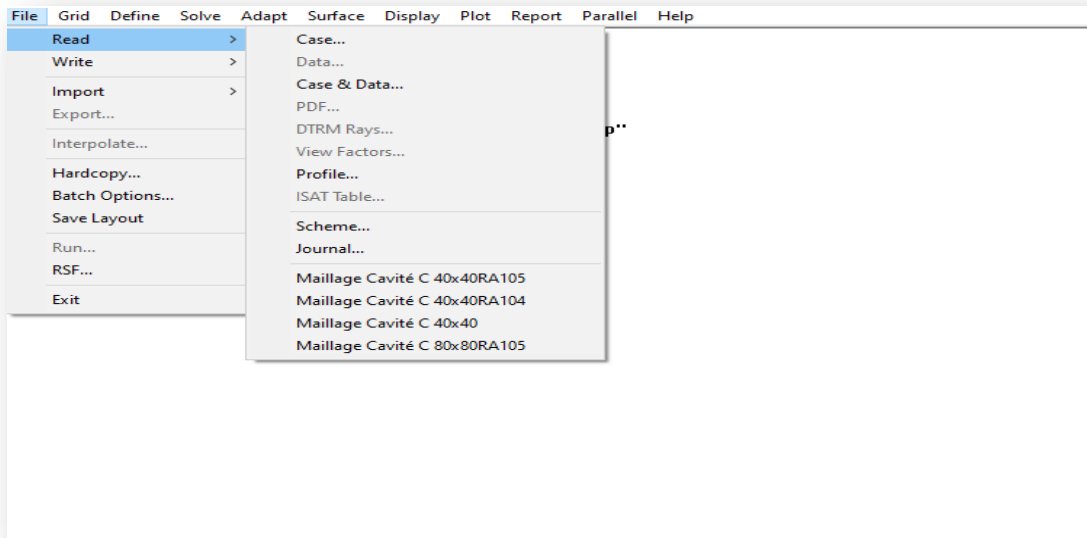


Figure II-8 Importation de la géométrie

II.4.2.3 Vérification du maillage :

Permet de vérifier si le maillage importé ne comporte pas des déformations :

Grid → **Check**

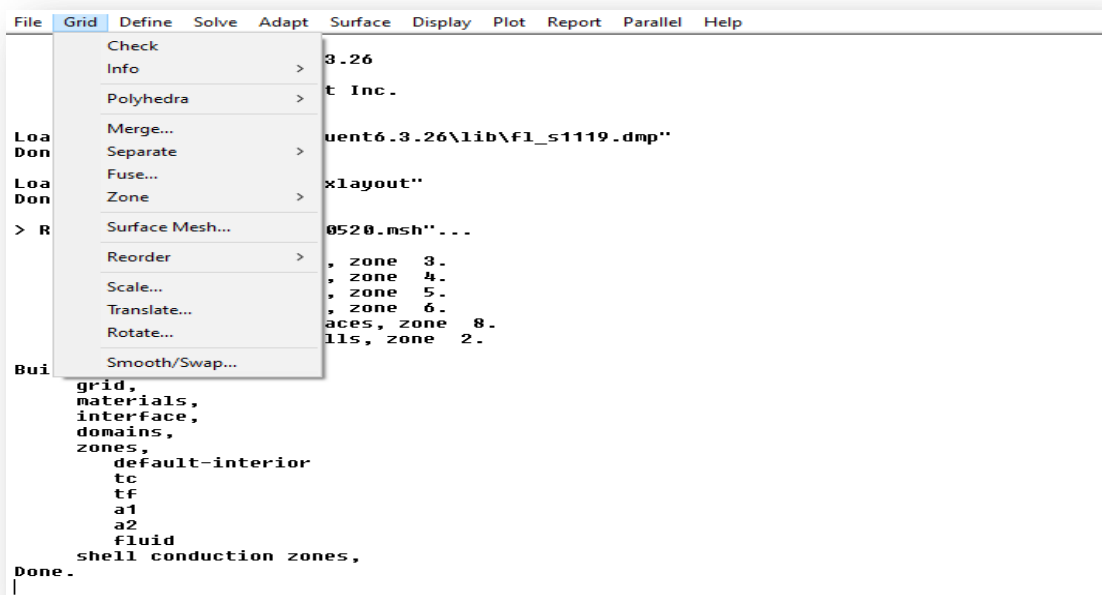


Figure II-9 Vérification du maillage

II.4.2.4 Vérification des unités et des dimensions :

Il faut vérifier que les dimensions et les unités affichées satisfassent aux dimensions du modèle physique de notre cas : **Grid** → **Scale**

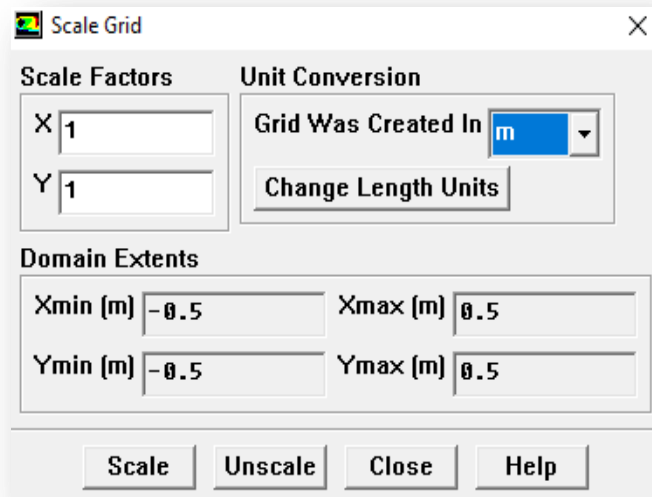


Figure II-10 Vérification les dimensions et les unités

II.4.3 Définition du modèle

II.4.3.1 Choix du solveur :

Ce menu permet de choisir le type de *solver* que l'on souhaite utiliser (schéma implicite, régime stationnaire, configuration 2D...) définit comme suit :

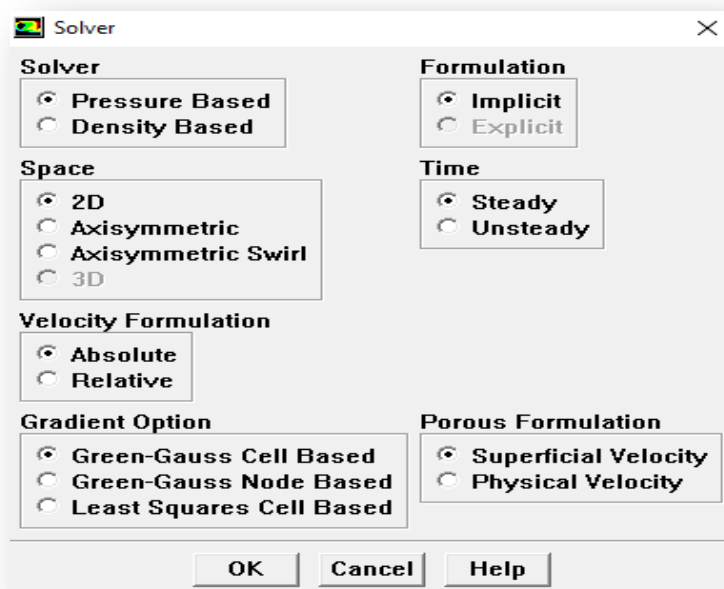


Figure II-11 Choix du solveur

II.4.3.2 Choix du régime d'écoulement :

Différentes modélisations de l'écoulement existent, comprenant les écoulements non visqueux, laminaire et turbulents.

Define → **Models** → **Viscous**

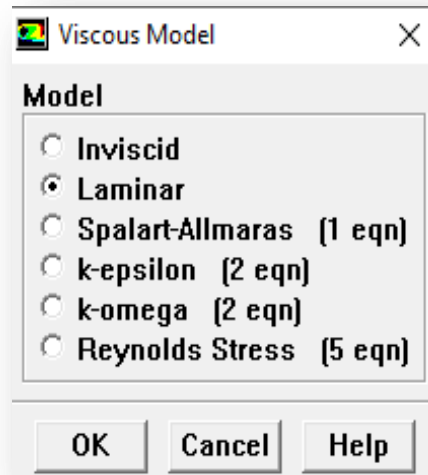


Figure II-12 Choix de modèle laminaire

II.4.4 Définition de matériel :

II.4.4.1 Les caractéristiques du matériau :

On définit le choix de fluide comme suit : **Define** → **Materials**

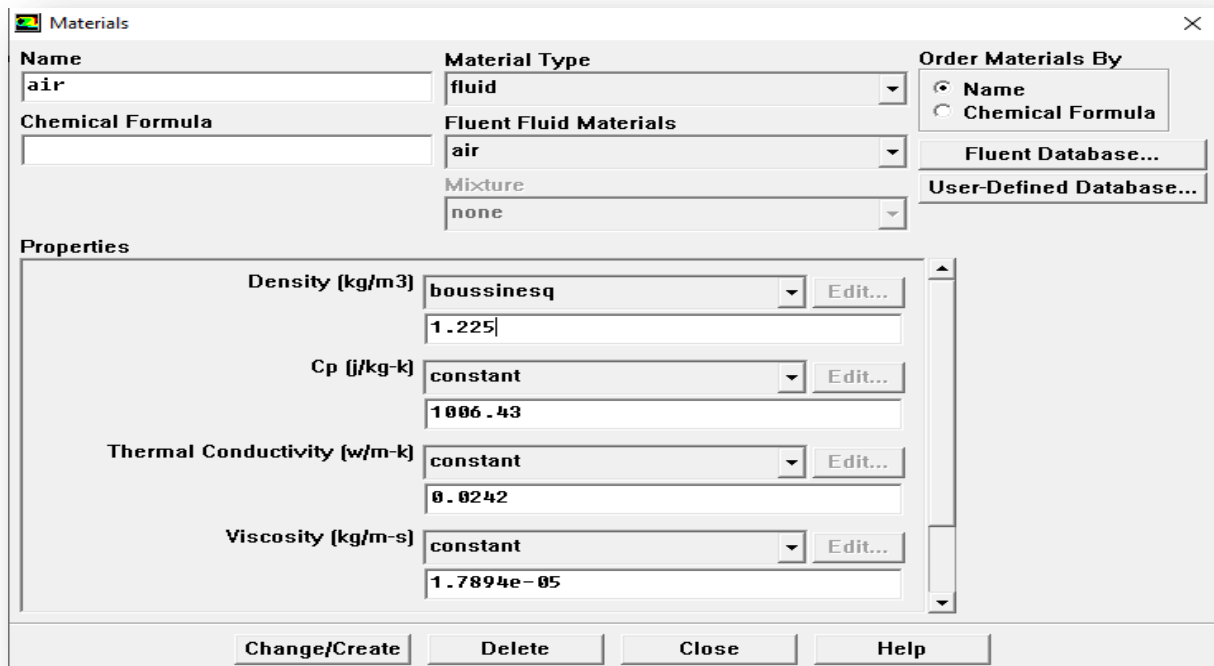
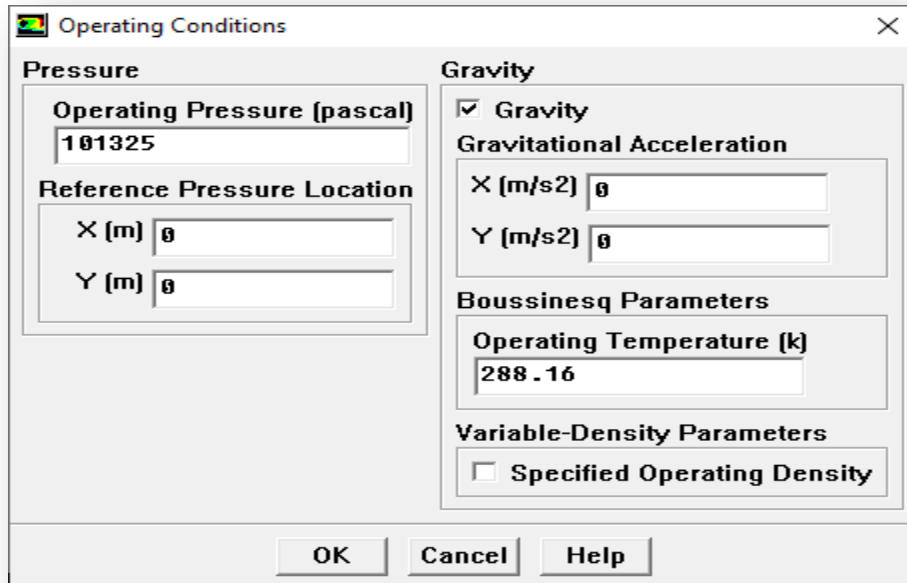


Figure II-13 Les caractéristiques du matériau

II.4.4.2 Les conditions opératoires :

Cette étape permet de définir les conditions de fonctionnement :



II.4.4.3 Les conditions aux limites :

Il est important de spécifier les valeurs des conditions aux limites du problème à résoudre :

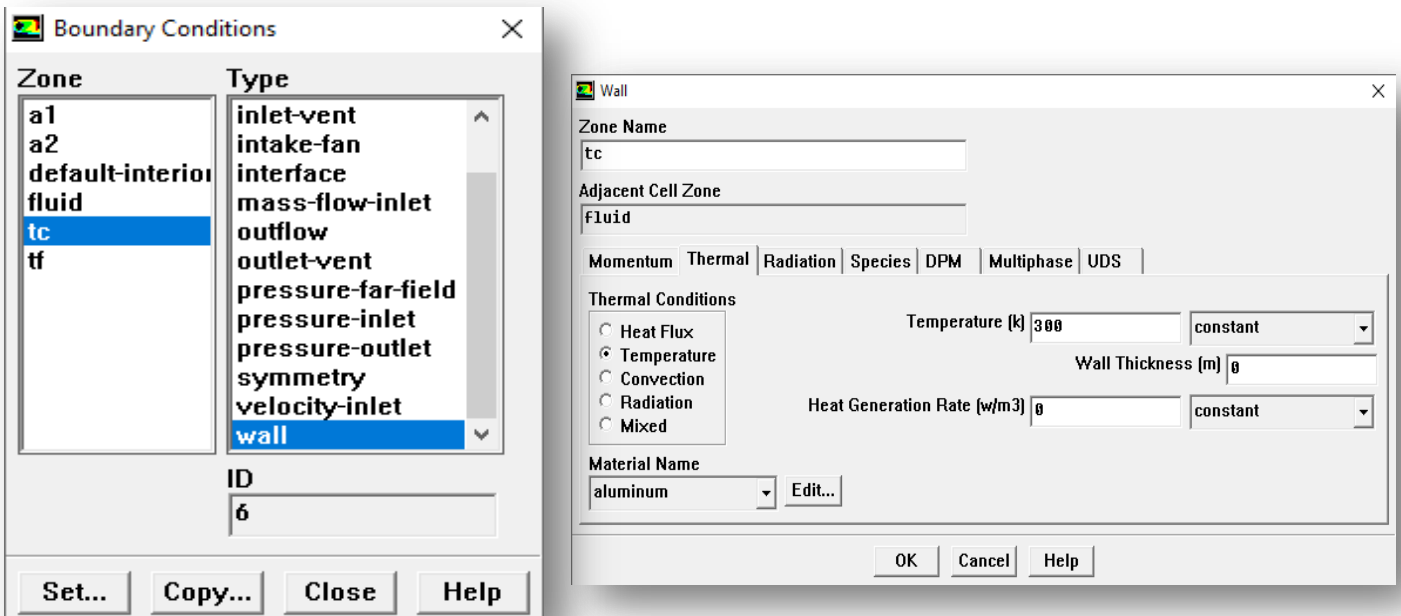


Figure II-14 Les températures (conditions aux limites)

II.4.5 Le solveur :

II.4.5.1 Contrôle de la solution :

Cette étape nous a permis de déduire le schéma de discrétisation ainsi que le choix de l'ordre de l'équation et de l'algorithme (ou choix de la solution).

Solve → Control → Solution

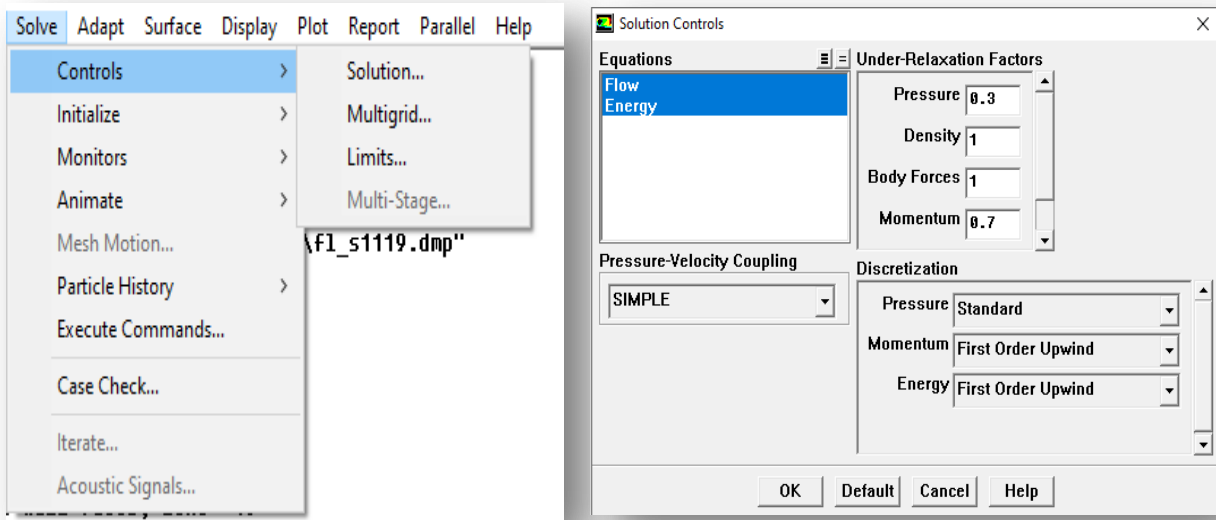


Figure II-15 Choix d'ordre d'équation

II.4.5.2 Initialisation :

Cette option initialise le calcul : Solve → Initialize → Initialize

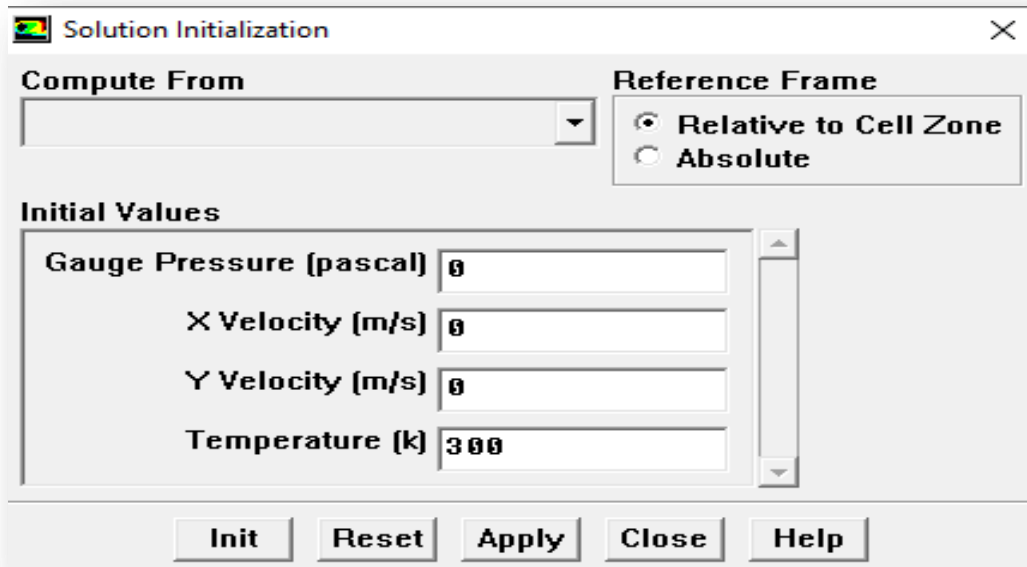


Figure II-16 Initialisations de calcul

II.4.5.3 Choix des critères de convergence :

Ceci est fait pour hiérarchiser les critères de convergence à prendre en compte pour arrêter le calcul. **Solve** → **Monitors** → **Résidual**

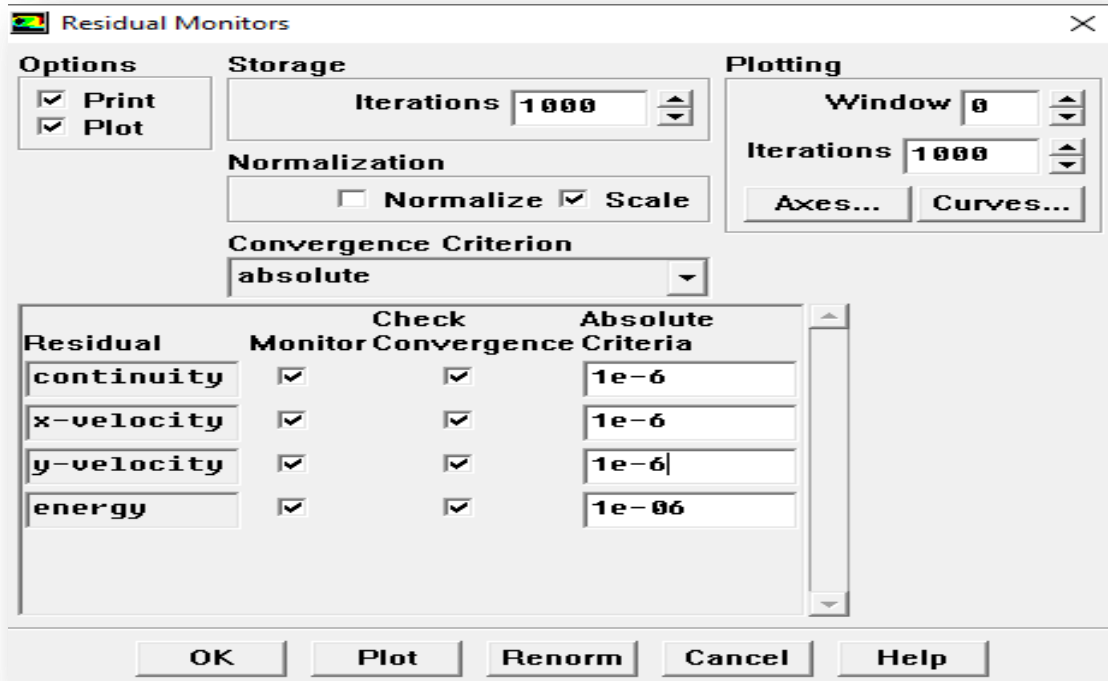


Figure II-17 Choix des critères de convergence

II.4.5.4 Lancement du calcul de convergence :

Le choix le nombre des itérations : **Solve** → **Iterate**

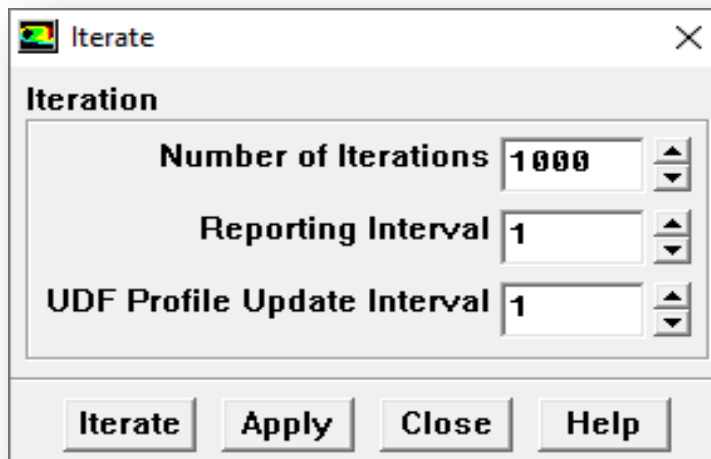


Figure II-18 Choix du nombre des itérations

II.4.5.5 Allures de l'évolution des résidus de calcul :

Le calcul convergé quand le résidu est stable

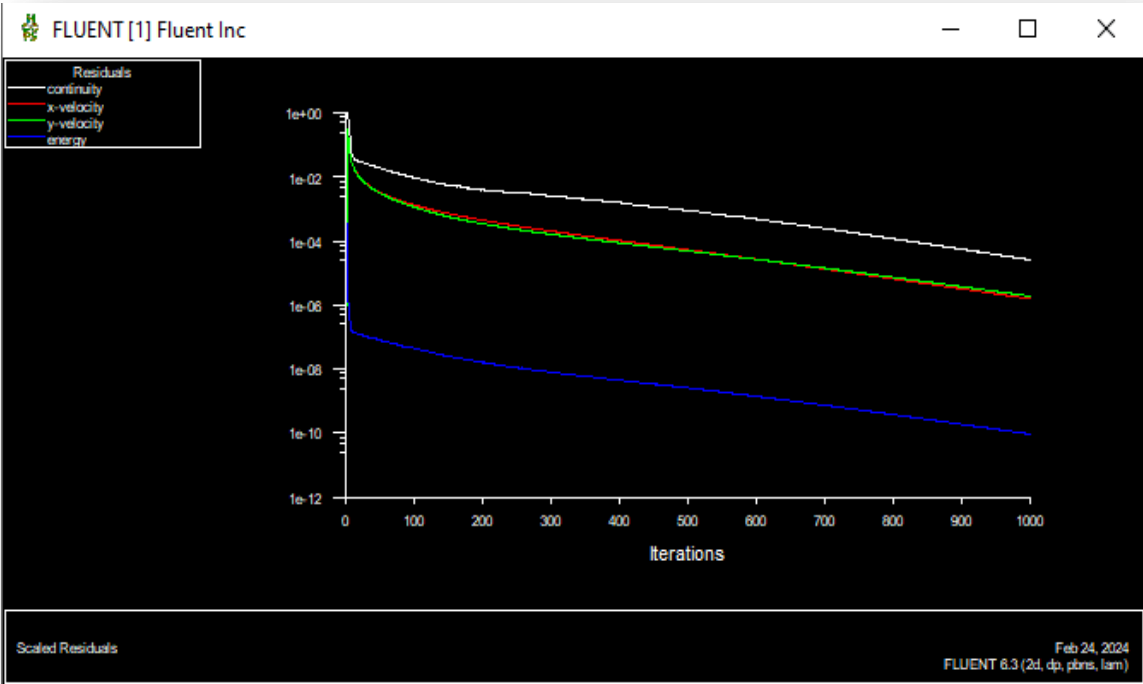


Figure II-19 Allures de l'évolution des résidus de calcul pour maillage 100*100

II.5 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons examiné la présentation du logiciel Gambit ainsi que celle du code de calcul (Fluent) que nous avons employé pour résoudre les problèmes de manière numérique. La démarche de résolution est également exposée. Les résultats que nous avons obtenus et leur analyse seront abordés dans le prochain chapitre.

Dans le chapitre précédent, nous avons analysé l'introduction du logiciel Gambit et du code de calcul (Fluent) utilisé pour résoudre numériquement le problème. De plus, nous avons fourni un aperçu du processus de résolution. Le chapitre suivant approfondira les résultats que nous avons obtenus et la manière dont ils ont été analysés.

Chapitre III : Résultats et discussions

III.1 Introduction :

Dans ce chapitre, une étude numérique a été entreprise pour résoudre le problème de la convection naturelle dans une cavité de forme F. Tout d'abord, nous exposerons les conclusions d'une analyse du maillage effectuée pour le cas de convection naturelle dans une enceinte en forme de C en utilisant l'eau comme fluide. Les résultats seront validés en le comparant à des références pour le maillage sélectionné. Finalement, nous examinerons l'impact du nombre de Rayleigh et du nombre de Prandtl sur les diverses structures de l'écoulement, telles que les lignes de courant, les isothermes et le nombre moyen de Nusselt au niveau de la paroi gauche. L'étude est réalisée en deux parties distinctes : premièrement, en faisant varier les nombres de Rayleigh (10^3 , 10^4 , 10^5 et 10^6) pour des portions de chauffage (20 %, 60 % et 100%), avec un nombre de Prandtl fixe de 0.71. Deuxièmement, en faisant varier les nombres de Prandtl de (0.1, 0.74, 7 et 10) pour des nombres de Rayleigh de (10^3 , 10^4 , 10^5 et 10^6), et cela pour une portion de chauffage fixe de 100%.

III.2 Validation du Calcul :

III.2.1 Etude du maillage (convection naturelle) :

La validation est réalisée pour une enceinte en forme de C. Les parois supérieures, gauche et inférieure de l'enceinte sont maintenues à une température chaude, les parois de droite sont considérées comme étant adiabatique, tandis que les parois restantes sont maintenues à des températures froides. On définit le rapport de forme de l'enceinte comme étant le rapport entre la longueur L et la hauteur de l'enceinte H et est défini par : $AR=H/L$ qui égale à 0.4. Il est estimé que $Pr=6.2$ et pour deux valeurs du nombre de Rayleigh de : 10^4 et 10^5 .

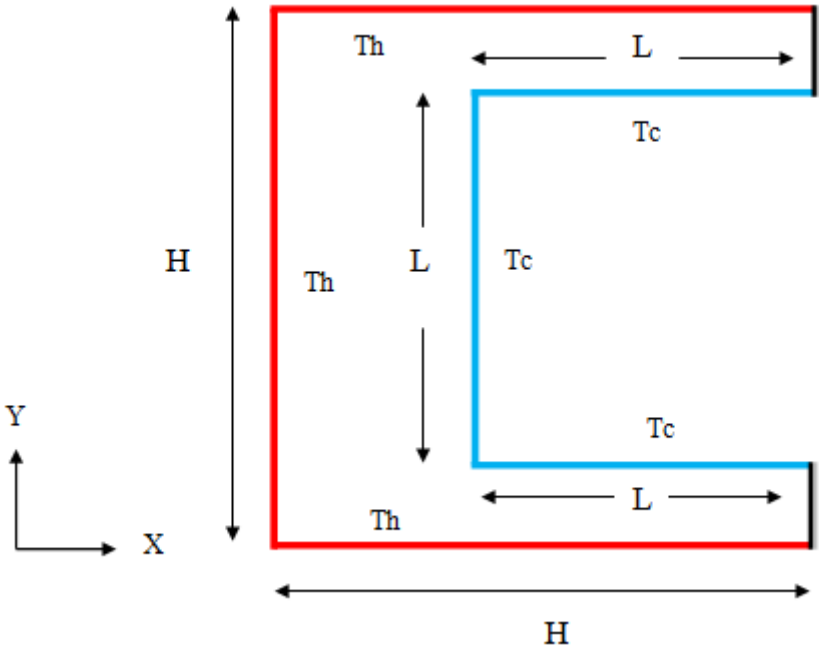


Figure III-1 Configuration physique (cas de convection naturelle)

Nous avons examiné l'influence du maillage sur la résolution numérique, pour cela, les maillages utilisés varient de (40*40 à 120*120).

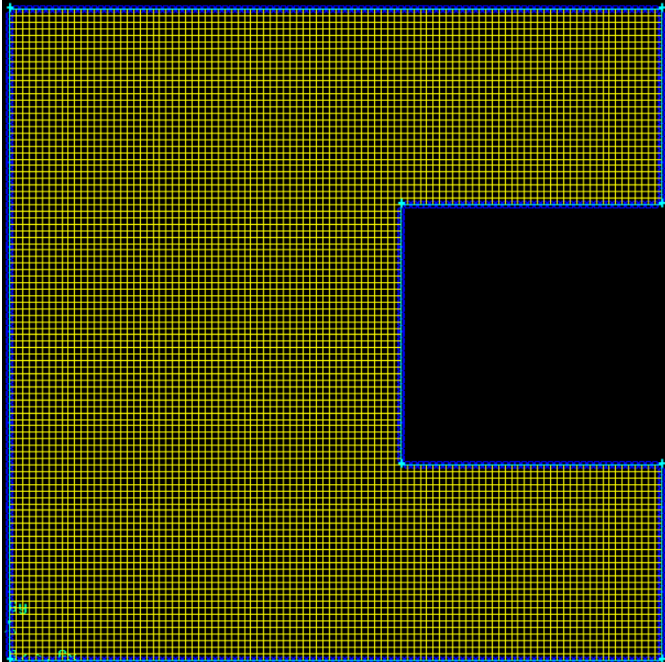


Figure III-2 Maillage utilisé

Chapitre III

Afin de valider nos résultats nous avons calculé le nombre de Nusselt moyen au niveau de la paroi chaude.

Après analyse des résultats et afin d'économiser le temps de calcul notre choix s'est porté sur le maillage 100*100.

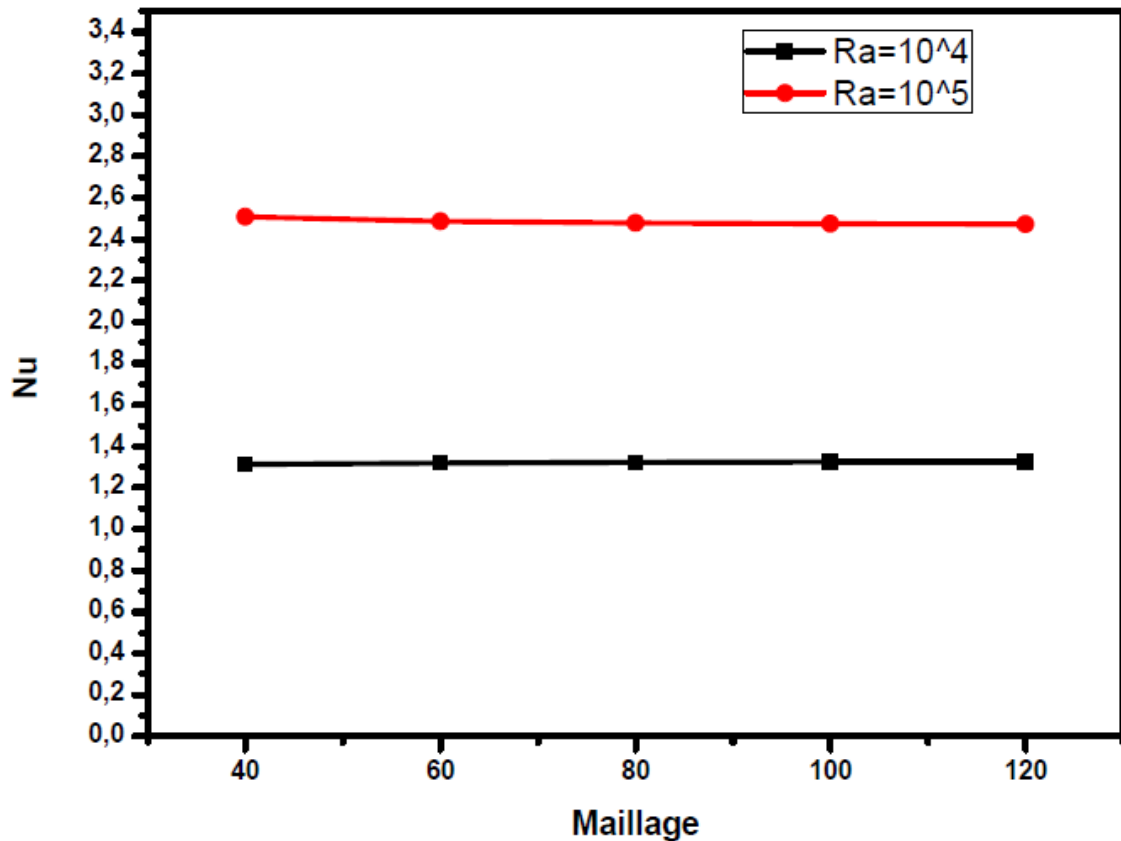


Figure III-3 Etude du maillage pour le cas de la convection naturelle dans une cavité en forme C ($Ra = 10^4$ et 10^5)

III.2.2 Validation physique :

Nous avons comparé les résultats obtenus avec ceux trouvés dans la littérature (Tableau 2):

Tableau III.1 Validation des résultats avec la littérature pour le cas de convection naturelle ($Ra = 10^4$ et 10^5) et $Pr = 0.71$

Ra	\overline{Nu}	
	Présent travail	Mahmoodi et al [5]
10^4	1,323808	1.37
10^5	2,473678	2.44

Pour $Ra = 10^4$ l'erreur est de 3,37% par rapport à Mahmoodi et al [5] tandis que pour $Ra = 10^5$ l'erreur est de 1,38%. On constate que l'erreur maximale n'excède pas les 7% pour les

nombre de Rayleigh de 10^4 et 10^5 , ce qui indique que nos résultats sont en accord avec ceux de la littérature.

III.3 Résultats et discussions :

Dans cette partie, nous allons étudier le cas proposé dans ce sujet, notamment, la convection naturelle dans une cavité en forme de F (figure III-4).

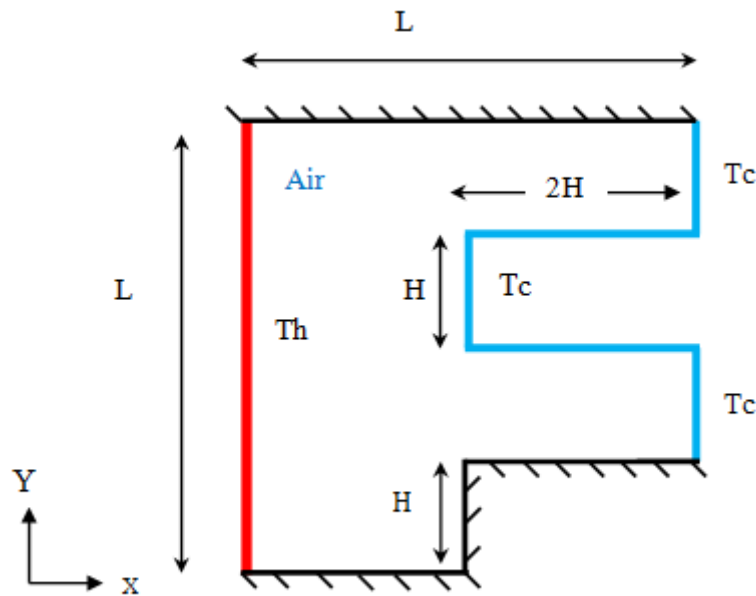


Figure III-4 Configuration physique du phénomène étudié

III.3.1 L'effet du nombre de Rayleigh pour différentes portions de chauffage

Nous présentons les résultats détaillés de la simulation de la convection naturelle pure en fonction de la variation du nombre de Rayleigh avec les valeurs de 10^3 , 10^4 , 10^5 et 10^6 . Le nombre de Prandtl $Pr = 0.71$ et la portion de chauffage est de 20%, 60% et 100% de la longueur (L), répartie équitablement sur la cavité (figure III-4). La taille du maillage de 100×100 était choisie et le rapport de forme de 0.2.

La figure III-5 représente les isothermes en fonction de la variation de la portion de chauffage pour des nombres de Rayleigh allant de 10^3 à 10^6 .

Pour $Ra = 10^3$ où le phénomène est proche de la conduction les isothermes sont presque parallèles aux parois et cela pour toutes les portions de chauffage.

Dans le cas $Ra=10^4$, la déformation des isothermes est plus importante et nous remarquons que la chaleur se propage vers le haut à mesure que nous augmentons la source chaude. Pour $Ra=10^5$ et 10^6 , la déformation augmente avec l'augmentation de la portion de chauffage pour un nombre de Rayleigh constant.

Pour une valeur fixe de la portion de chauffage, l'augmentation du nombre de Rayleigh entraîne une déformation des isothermes, ce qui peut être expliqué par le fait de l'augmentation du gradient de température et des forces de flottabilité.

Les résultats présentés dans la figure III-6 sont issus de simulations réalisées prenant un nombre de Rayleigh variant entre $10^3, 10^6$ et une source de chaleur occupant une longueur adimensionnelle de 20 à 100 % de la paroi horizontale gauche.

Les lignes de courant dans la cavité sont illustrées dans la (figure III-6) en fonction des nombres de Rayleigh et de la portion de chauffage, les particules de fluide à l'intérieur de la cavité créent un mouvement de rotation. Pour des valeurs de Rayleigh de 10^3 , la circulation du fluide est très faible et la configuration des tourbillons en rotation est symétrique et uniforme, en particulier dans le centre de la cavité. Avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, la forme des vortex en rotation devient asymétrique, et se déforme du fait de l'augmentation de la vitesse de circulation. L'effet de la variation de la portion de chauffage est plus visible pour un nombre de Rayleigh de $Ra = 10^6$ du fait de la prédominance totale de la convection naturelle pure sur l'écoulement.

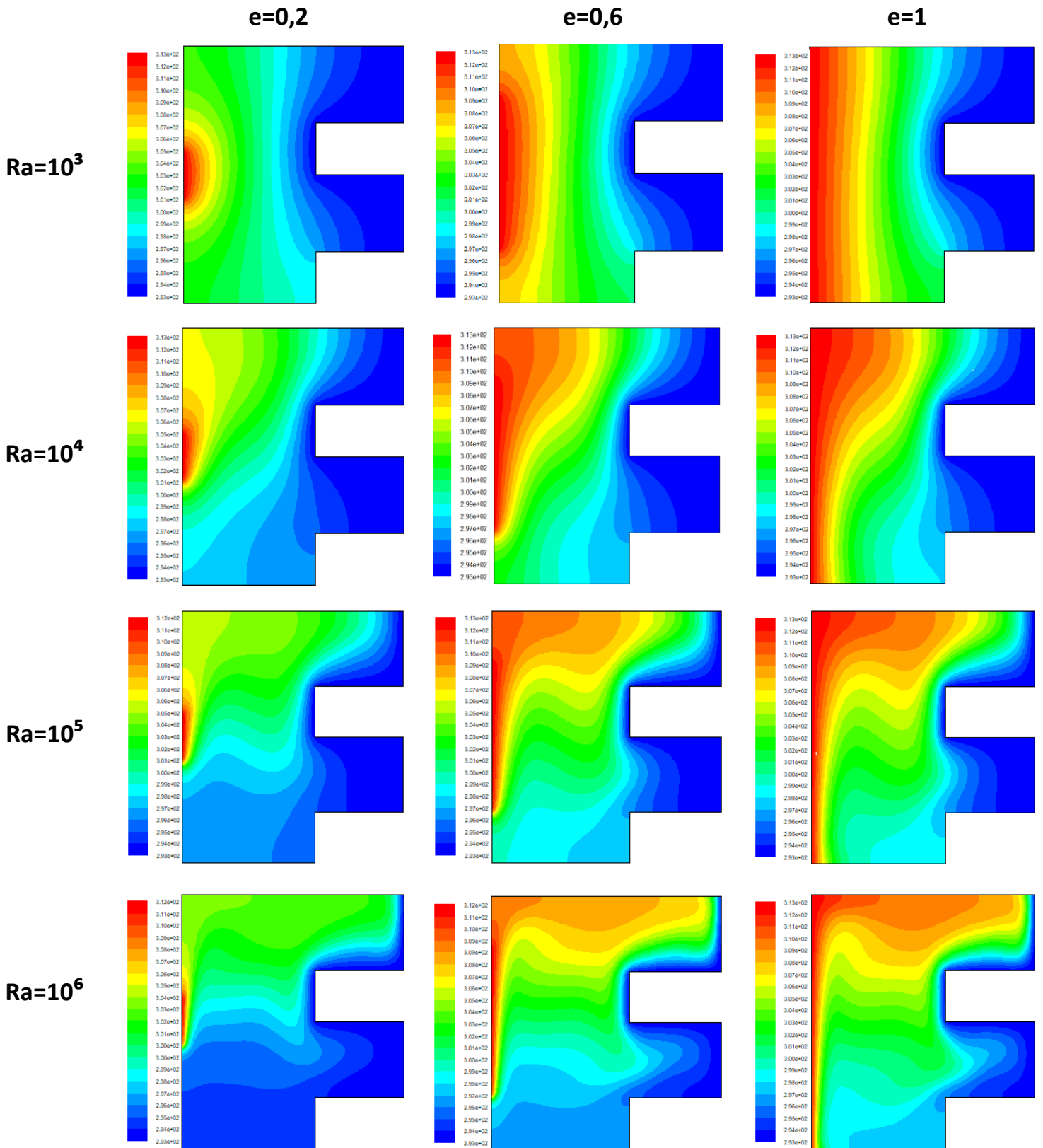


Figure III-5 Contours de température pour $Ra=10^3, Ra =10^4 ,Ra=10^5$ et $Ra=10^6$ et portion de chauffage de 20%,60% et 100%

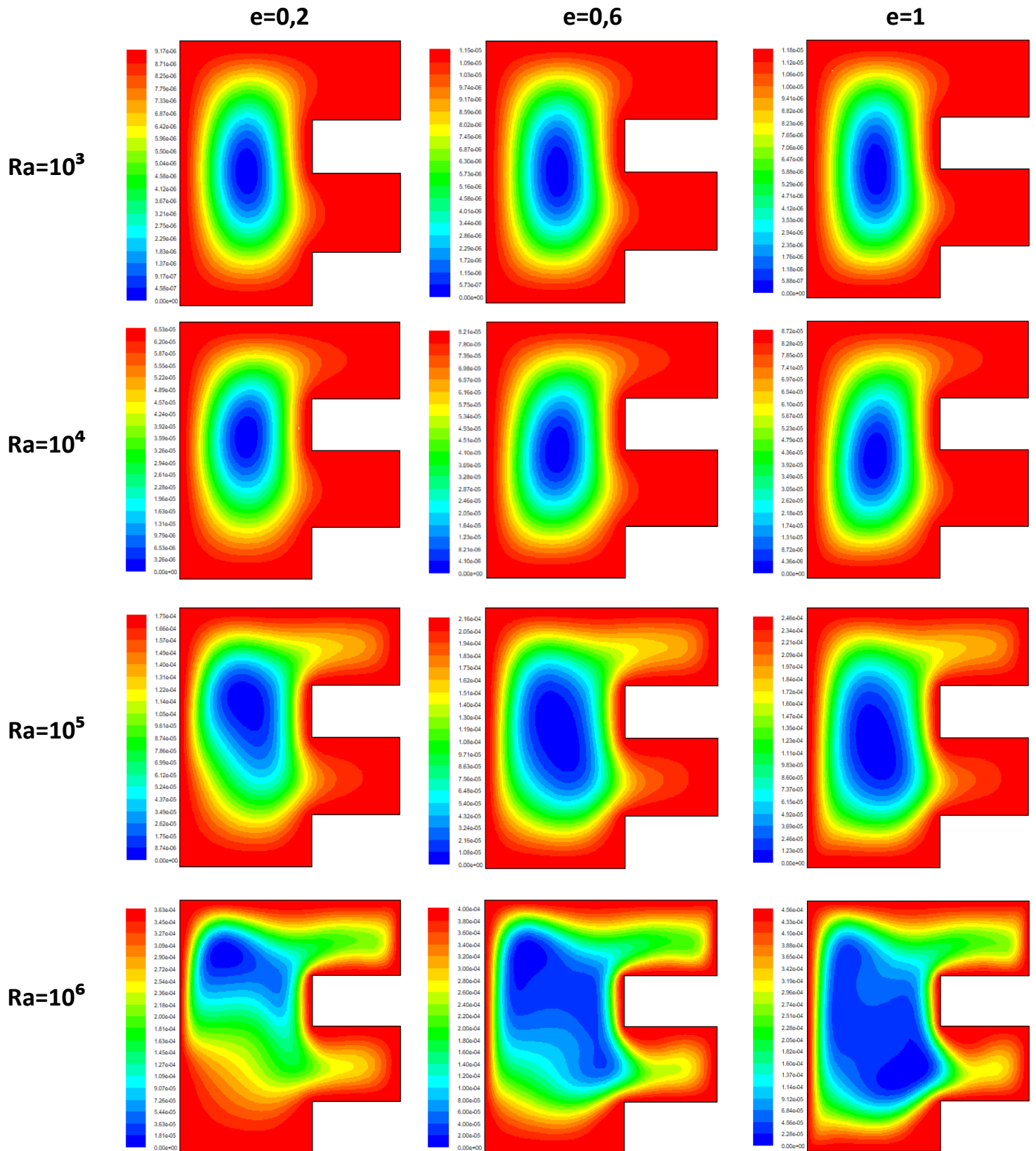


Figure III-6 Lignes de courant pour $Ra=10^3$, $Ra = 10^4$, $Ra=10^5$ et $Ra=10^6$ et portion de chauffage de 20%, 60% et 100%

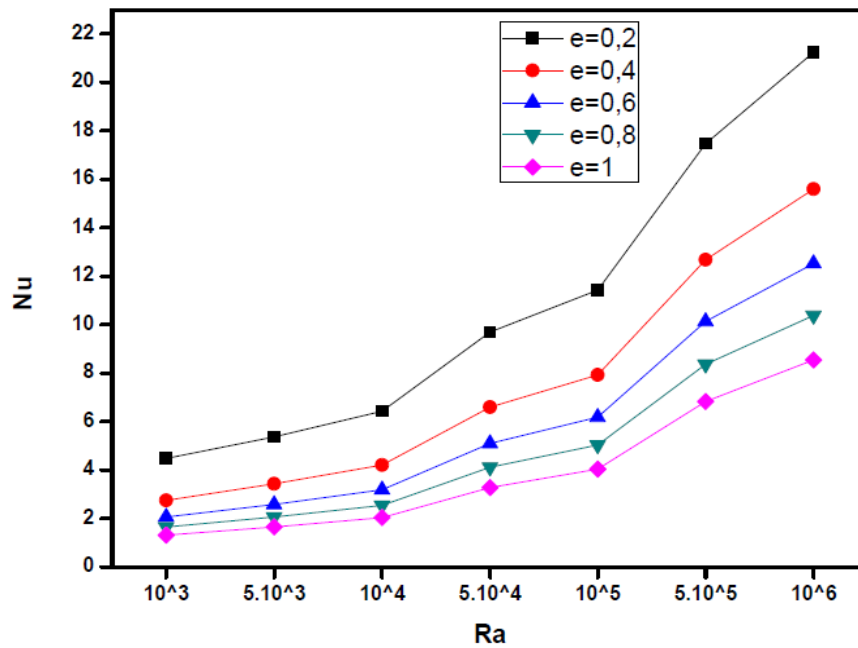


Figure III-7 Effet de la portion de chauffage sur le nombre de Nu pour différent nombre du Rayleigh

L'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh pour différentes portions de chauffage est illustrée dans la figure III-7. La figure montre que le nombre moyen de Nusselt augmente de manière régulière avec le nombre de Ra, passant de 10^3 à 10^6 . Plus précisément, une augmentation significative a été observée pour $Ra=10^6$. Toutefois, le nombre moyen de Nusselt a augmenté avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, ce qui a entraîné une augmentation significative du taux de transfert de chaleur. Il est possible d'expliquer cette observation par le passage du mécanisme de transfert de chaleur de la conduction à faible nombre de Rayleigh à la convection à nombre de Rayleigh plus élevé. L'augmentation de la portion de chauffage entraîne une augmentation du nombre de Nusselt moyen, ce qui explique la présence d'une convection naturelle accrue pour la source chaude de 100 %

III.4 L'effet du nombre de Prandtl pour différents nombres de Rayleigh

Le Rayleigh peut varier de 10^3 à 10^6 et le nombre de Prandtl de Pr peut varier de (0.1, 0.74, 7 et 10) avec une portion de chauffage fixée à 100%. Le maillage employé est celui sélectionné lors de la validation, en particulier 100×100 .

La figure III-8 représente les contours de température en fonction du nombre de Prandtl pour des nombre de Rayleigh de 10^3 à 10^6 et cela pour une valeur de portion de chauffage de 100%. On constate pour $Ra = 10^3$ que l'effet du nombre de Prandtl sur les contours est négligeable du fait que le mode de transfert de chaleur dominant est la conduction. Pour un nombre de Rayleigh de $Ra = 10^4$ on constate l'effet de la convection naturelle sur les isothermes, qui se manifeste par la montée de fluide chaud du fait de la diminution de la densité de ce dernier pour se heurter à la paroi du haut. Ce qui est illustrée par la déformation des isothermes, qui augmente avec l'augmentation du nombre de Prandtl du fait de l'augmentation de la viscosité.

Pour $Ra = 10^5$ et 10^6 , la convection naturelle devient plus importante dans ce cas. On constate que lors de l'augmentation du nombre de Prandtl les isothermes se resserrent au niveau de la paroi chaude du fait de la diminution de la couche limite thermique.

Les lignes de courants sont illustrées dans les figures III.9 en fonction du nombre de Prandtl pour des nombres de Rayleigh allant de 10^3 à 10^6 . Au centre de la cavité, on peut observer la formation d'un vortex. Pour le cas $Pr = 0.1$, on constate que le vortex s'agrandit au fur et mesure de l'augmentation de nombre de Rayleigh, ce qui dû au fait de l'augmentation de la vitesse de circulation des particules. On constate aussi que plus le nombre de Prandtl est élevé plus tôt la déformation des vortex se produit du fait de la viscosité élevé.

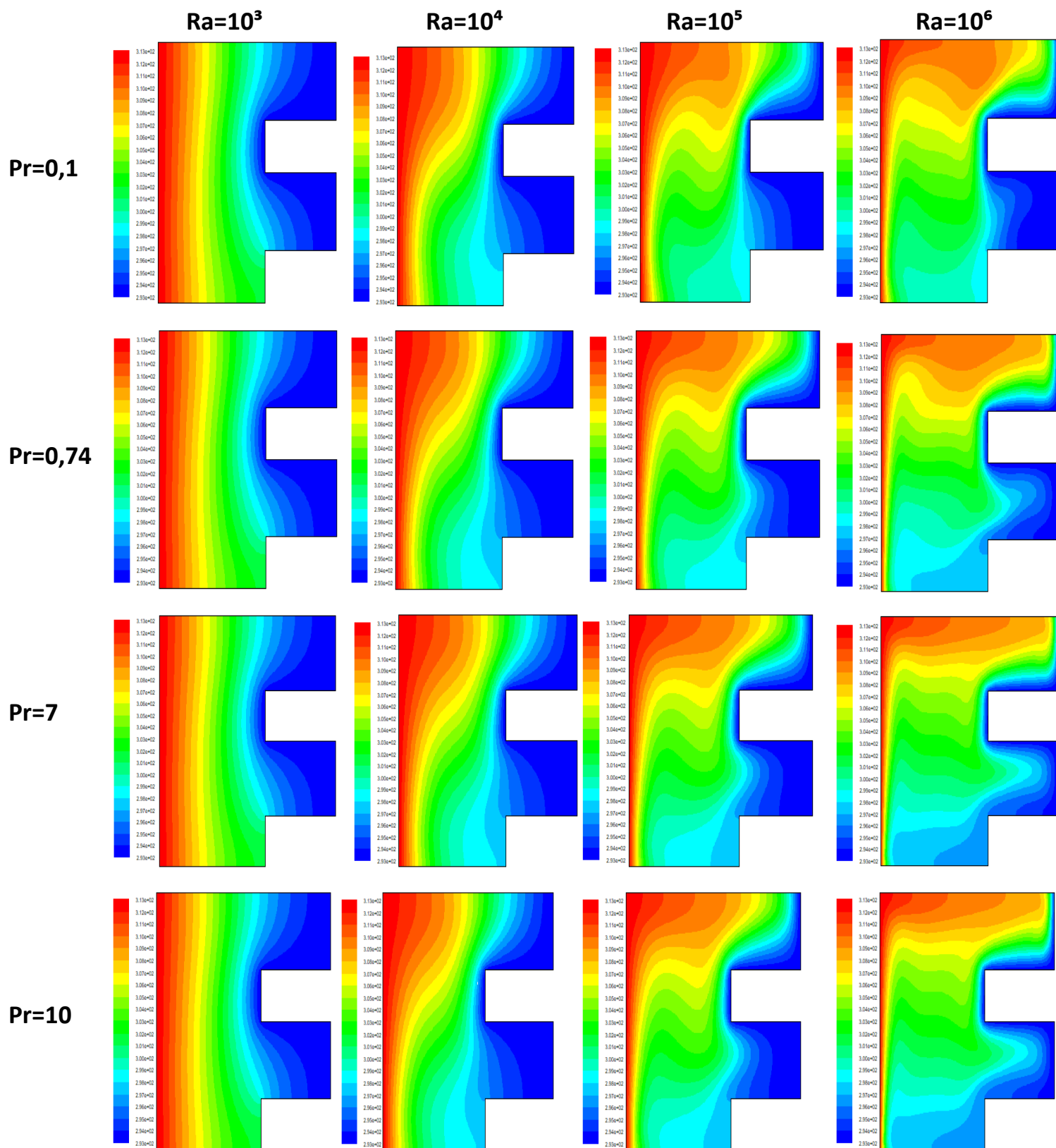


Figure III-8 Contours de température pour $Ra=10^3, 10^4, 10^5$ et 10^6 et nombres de Prandlt $Pr=0.1, Pr=0.74, Pr=7, Pr=10$

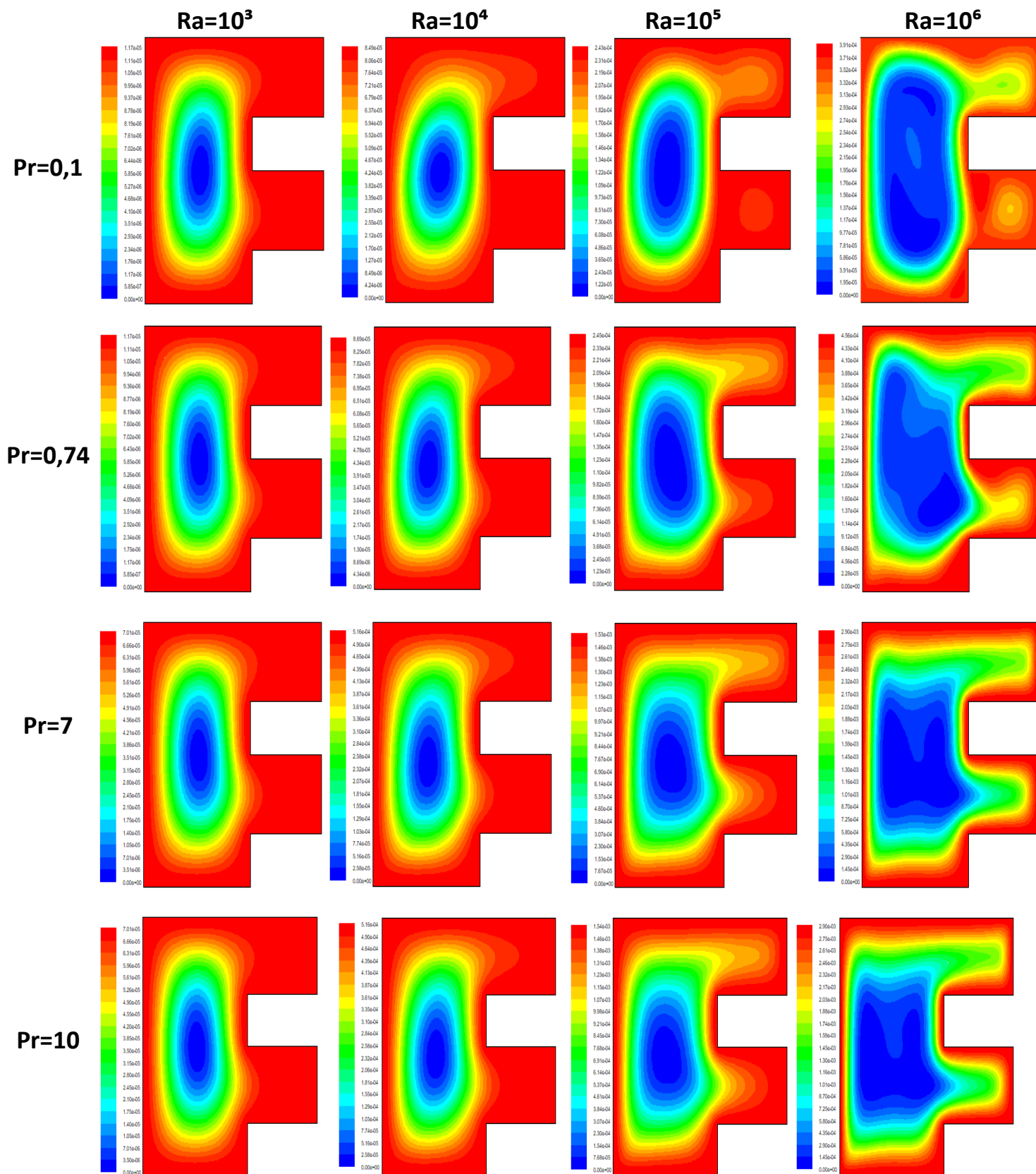


Figure III-9 Lignes de courant pour $Ra=10^3, 10^4, 10^5$ et 10^6 et nombres de Prandlt $Pr=0.1, Pr=0.74, Pr=7, Pr=10$

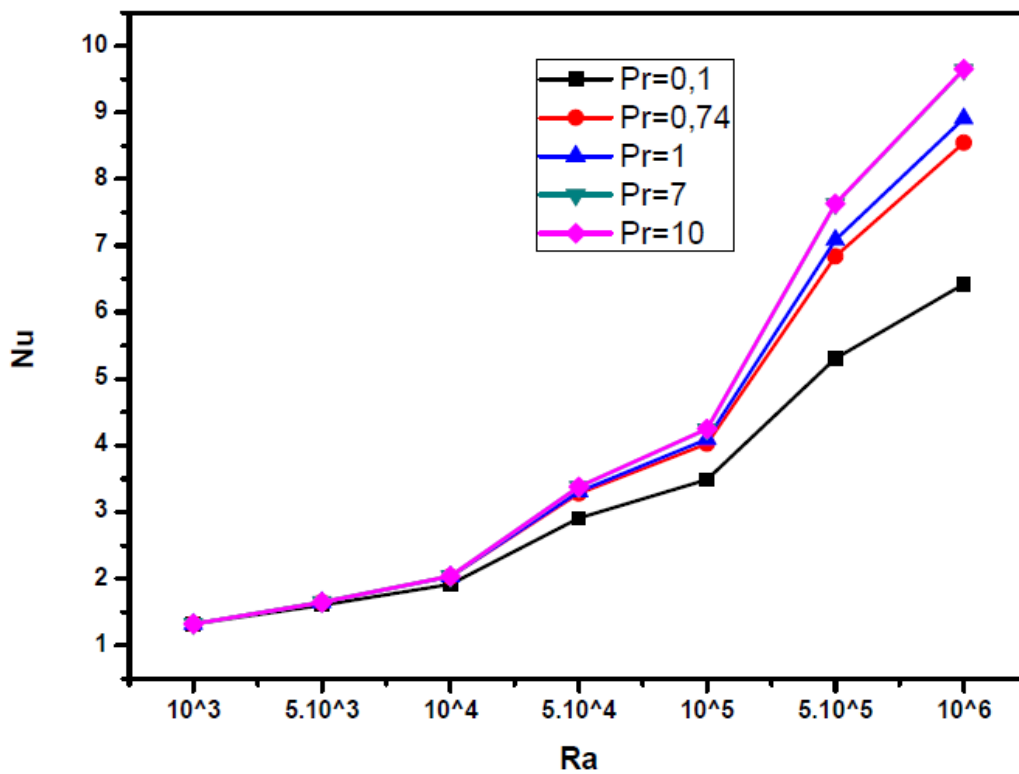


Figure III-10 Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh pour $Pr = (0.1, 0.74, 1, 7 \text{ et } 10)$

La figure III-10 illustre la variation le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh pour des nombres de Prandtl de 0, 1, 1,0.74, 7 et 10. On constate que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, et que la variation du nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Prandtl, cela est du au fait que les fluides à nombre de Prandtl élevé sont capables de transporter plus de chaleur que les fluides à faible nombre de Prandtl.

III.5 Conclusion :

Les résultats obtenus lors de la simulation de notre problème, qui implique l'étude de la convection naturelle dans une cavité en forme de F, ont été exposés dans ce chapitre. Les résultats obtenus ont été validés avec la littérature pour le cas de convection naturelle dans une cavité en forme de C. Ensuite, nous avons examiné l'impact des portions de chauffage et du nombre de Prandtl en fonction du nombre de Rayleigh sur les différentes structures de l'écoulement, en présentant et en discutant les résultats obtenus. Il a été constaté que l'augmentation du nombre de Rayleigh accélère l'écoulement et améliore le transfert thermique. De plus, l'augmentation de la portion de chauffage et du nombre de Prandtl augmente le nombre moyen de Nusselt, ce qui entraîne une augmentation du transfert thermique.

Conclusion générale

Dans ce mémoire nous avons présenté une étude numérique bidimensionnelle de la convection naturelle dans une cavité en forme de F avec la température des parois verticales gauche est T_h , tandis que les parois du milieu et de droite sont à une température T_c constante et les autres parois sont isolées., et cela pour différents nombres de Rayleigh, de Prandtl et portions de chauffage.

Les équations qui régissent l'écoulement sont les équations de continuité, de quantité de mouvement, et l'équation d'énergie, la méthode des volumes finis est utilisée pour la discrétisation des équations, et l'algorithme SIMPLE est adopté pour le profil de température. Après la conception de la géométrie en utilisant le logiciel Gambit, on est passé aux simulations numériques en régime stationnaire à l'aide du code commercialisé Fluent, les résultats de la validation sont présentés pour des nombres de Rayleigh de 10^4 et 10^5 pour $Pr = 6.2$, avec un maillage optimal que nous avons choisi. Les simulations ont été effectuées pour des nombres de Rayleigh allant de 10^3 à 10^6 , et pour des nombres de Prandtl de ($Pr = 0.1, 0.74, 7$ et 10) et des portions de chauffage de (20%, 60% et 100%). Les résultats de l'étude ont montré que l'augmentation du nombre de Rayleigh et de nombre de Prandtl augmente l'effet de la convection, notamment augmentation des échanges de chaleur et une accélération de fluide à l'intérieur de la cavité et la portion de chauffage a une importance dans l'évaluation de ces échanges thermiques.

Références :

1. A.Yadollahi, A. Khalesidoost, A. Kasaeipoor, M. Hatami and D. Jing, “Physical investigation on silver-water nanofluid natural convection for an F-shaped cavity under the magnetic field effects”, *Eur. Phys. J. Plus* (2017) 132: 372.
2. Ahmed Kadhim Hussein, Hameed Kadhém Hamzah, Farooq Hassan Ali and Masoud Afrand.”Natural convection in F-shaped cavity filled with Ag-water non-Newtonian nanofluid saturated with a porous medium and subjected to a horizontal periodic magnetic field”,*Korean J. Chem. Eng.*, 39(4), 887-901 (2022)
3. K. Kalidasan , R. Velkennedy ,P.Rajesh Kanna.” Laminar natural convection of Copper-Titania/Water hybrid nanofluid in an open ended C- shaped enclosure with an isothermal block”, *Journal of Molecular Liquids* 246 (2017) 251–258.
4. N. Makulatia, A. Kasaeipoorb, M.M. Rashidi.”Numerical study of natural convection of a water–alumina nanofluid in inclined C-shaped enclosures under the effect of magnetic field”,*Advanced Powder Technology* 27 (2016) 661–672.
5. Mostafa Mahmoodia, Seyed Mohammad Hashemi.”Numerical study of natural convection of a nanofluid in C-shaped enclosures”,*International Journal of Thermal Sciences* 55 (2012) 76-89.
6. Olanrewaju M. Oyewolaa, Samuel I. Afolabi, Olawale S. Ismail .” Numerical simulation of natural convection in rectangular cavities with different aspect ratios”,*Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 17, 11 (2021).
7. M. Sathiyamoorthy, Tanmay Basak, S. Royc, I. Pop.” Steady natural convection flows in a square cavity with linearly heated side wall(s)”,*International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007) 766–775.
8. Nader Ben Cheikh, Brahim Ben Beya, Taieb Lili. “Influence of thermal boundary conditions on natural convection in a square enclosure partially heated from below”,*International Communications in Heat and Mass Transfer* 34 (2007) 369–379
9. M. Paroncini, F. Corvaro, A. Montucchiari, G. Nardini. “A numerical and experimental analysis on natural convective heat transfer in a square enclosure with partially active side walls”,*Experimental Thermal and Fluid Science* 36 (2012) 118–125.

10. N. Nithyadevi, P. Kandaswamy, J. Lee. “ Natural convection in a rectangular cavity with partially active side walls”,*International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007) 4688–4697.