

Faculty of Sciences and Technology
Department of Mechanical Engineering

كلية العلوم والتكنولوجيا
قسم الهندسة الميكانيكية

N° d'ordre : M...../GM/2026

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

Thème

Étude numérique de la propagation de chaleur entre une
cavité chauffée et une cavité adjacente non chauffée

Présenté par :

- ❖ SID AHMED El Alem Saad Bouh
- ❖ ZAHAF Haroun El Rachid

Soutenu le 28 / 06 / 2026 devant le jury composé de :

President	Pr. MEDJAHED Bendida	Universite de Mostaganem UMAB
Examineur	Dr. OULD SAID Belkacem	Universite de Mostaganem UMAB
Encadreur	Pr. RETIEL Nouredine	Universite de Mostaganem UMAB

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



Dédicace

Je dédie ce mémoire à mes chers parents
qui ont été toujours à mes côtés et m'ont
toujours soutenu tout au long de ces
longues années d'études. En signe de
reconnaissance, qu'ils trouvent ici,
l'expression de ma profonde gratitude
pour tout ce qu'ils ont consenti d'efforts
et de moyens pour me voir réussir dans
mes études.

A toute ma famille

Et A toutes mes amies,

Et à tous ceux qui aiment le bon travail et
ne reculent pas devant les obstacles de la
vie.



REMERCIEMENTS

Au nom d'Allah, le Tout Miséricordieux, le Très Miséricordieux.

Ce n'est pas uniquement parce que la tradition l'exige que cette page figure dans ce mémoire, mais surtout parce que les personnes auxquelles s'adressent nos remerciements le méritent pleinement.

Nous tenons tout d'abord à exprimer notre profonde gratitude à notre encadreur, **Pr. RETIEL Noureddine**, pour sa disponibilité, ses précieux conseils, ses orientations, ainsi que pour le soutien qu'il nous a apporté tout au long de la réalisation de ce travail.

Nous adressons également nos sincères remerciements à l'ensemble des enseignants du département ainsi qu'au personnel administratif de la faculté, pour la qualité de leur enseignement et leur contribution à notre formation académique.

Nous exprimons notre reconnaissance aux membres du jury qui ont accepté d'évaluer ce travail et de participer à sa soutenance. Nous les remercions pour l'intérêt qu'ils portent à notre étude ainsi que pour leurs remarques et suggestions qui contribueront à son amélioration.

Enfin, nous adressons nos plus vifs remerciements à toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à l'aboutissement de ce projet.

Merci à tous.



الملخص:

يتناول هذا العمل دراسة عددية لانتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي داخل نظام مكون من تجويفين متصلين. يهدف البحث إلى دراسة تأثير الأشكال الهندسية المختلفة والظروف الحرارية على حركة المائع وانتقال الحرارة. اعتمدت النمذجة الرياضية على معادلات حفظ الكتلة والزخم والطاقة مع استعمال تقريب بوسينسك لتمثيل تأثير تغير الكثافة مع درجة الحرارة. تمت دراسة أربع وضعيات هندسية مختلفة من أجل تحليل توزيع السرعة ودرجة الحرارة داخل النظام.

تم إنشاء الهندسة والشبكة العددية باستعمال برنامج Gambit ، بينما تم إجراء الحسابات والمحاكاة بواسطة برنامج Fluent المعتمد على طريقة الحجم المحددة. وقد سمحت النتائج بتقييم أداء انتقال الحرارة من خلال حساب عدد نوسلت.

الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري الطبيعي، انتقال الحرارة، التجاويف المتصلة، Gambit ، Fluent ، طريقة الحجم المحددة، عدد نوسلت.

Abstract:

This work presents a numerical study of natural convection heat transfer in a system composed of two communicating cavities. The main objective is to investigate the influence of different geometric configurations and thermal boundary conditions on fluid flow and heat transfer.

The mathematical model is based on the conservation equations of mass, momentum, and energy, using the Boussinesq approximation to account for buoyancy effects. Four different configurations were analyzed to evaluate their influence on temperature and velocity fields.

The geometry and mesh were generated using Gambit, while the numerical simulations were carried out with Fluent based on the finite volume method. The obtained results made it possible to analyze heat transfer mechanisms and determine the Nusselt number, which characterizes heat transfer efficiency.

Keywords: Natural convection, heat transfer, communicating cavities, Gambit, Fluent, finite volume method, Nusselt number.

Résumé :

Ce travail présente une étude numérique du transfert de chaleur par convection naturelle dans un système composé de deux cavités communicantes. L'objectif principal est d'analyser l'influence de différentes configurations géométriques et conditions thermiques sur l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur.

La modélisation mathématique repose sur les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, en utilisant l'approximation de Boussinesq pour prendre en compte les effets de flottabilité. Quatre configurations différentes ont été étudiées afin d'évaluer leur impact sur les champs de température et de vitesse.

La géométrie et le maillage ont été réalisés à l'aide du logiciel Gambit, tandis que la résolution numérique a été effectuée sous Fluent par la méthode des volumes finis. Les résultats obtenus ont permis d'analyser les mécanismes de transfert thermique et de déterminer le nombre de Nusselt, indicateur de l'efficacité des échanges de chaleur.

Mots-clés : Convection naturelle, transfert de chaleur, cavités communicantes, Gambit, Fluent, méthode des volumes finis, nombre de Nusselt.

Table des matières

Introduction générale.....	1
chapitreI: Généralité sur les transferts de chaleur et Recherche Bibliographique	1
I.1.Introduction.....	2
I.2.Notions fondamentales du transfert thermique.....	2
<i>I.2.1.Champ de température</i>	<i>2</i>
<i>I.2.2.Température</i>	<i>3</i>
<i>I.2.3.Surface isotherme</i>	<i>3</i>
<i>I.2.4.Gradient de température</i>	<i>4</i>
<i>I.2.5.Première loi de la thermodynamique</i>	<i>4</i>
<i>I.2.6.Flux et densité de flux thermique</i>	<i>5</i>
I.3.Mécanismes de transfert de chaleur.....	5
<i>I.3.1.Conduction</i>	<i>6</i>
<i>I.3.2. Convection</i>	<i>7</i>
I.4.Signification des nombres adimensionnels.....	9
I.4.1.Nombre de Grashof	10
I.4.2.Nombre de Prandtl	10
I.4.3.Nombre de Rayleigh	10
I.5.Recherche bibliographique	11
I.6.Conclusion.....	23
chapitreII: Modélisation mathématique.....	24
II.1.Introduction.....	25
II.2.Les Modèles physique et conditions aux limites.....	26
<i>II.2.1.Configuration 1 : Cavités superposées verticalement dont la cavité inférieure est chauffée.....</i>	<i>27</i>
<i>II.2.2.Configuration 2 : Cavités superposées verticalement dont la cavité supérieure est chauffée</i>	<i>28</i>
<i>II.2.3.Configuration 3 : cavités adjacentes horizontalement avec ouverture inférieure dans la cloison.....</i>	<i>29</i>
<i>II.2.4.Configuration 4 : cavités adjacentes horizontalement avec cloison et porte conductrice.....</i>	<i>30</i>

Table des matières

II.3.Hypothèses simplificatrices.....	30
II.3.1.L'approximation de Boussinesq	31
II.3.2.Equation gouvernantes.....	32
II.3.3.Équation de continuité	32
II.3.4.Équations de quantité de mouvement	33
II.3.5.Equation d'énergie	33
II.4.Mise sous forme adimensionnel des équations gouvernantes.....	34
II.4.1.Équation de continuité	34
II.4.2.Équation de quantité de mouvement suivant X	34
II.4.3.Équation de quantité de mouvement suivant Y	35
II.4.4.Équation d'énergie	35
II.5.Le nombre de Nusselt :.....	35
II.6.Conclusion.....	37
chapitreIII: Résolution numérique	38
III.1.Introduction.....	39
III.2.Généralités sur la CFD.....	39
III.3.Description de Gambit et de Fluent.....	40
III.3.1.Gambit	40
III.3.2.Fluent	45
III.4.Les différentes étapes pour l'étude numérique de la convection naturelle entre une cavité chauffée et une cavité adjacente non chauffée.....	54
III.4.1.Positionnement du problème	54
III.4.2.Création de la géométrie et du maillage sur Gambit	55
III.4.3.Implémentation des conditions aux limites	56
III.4.4.Les étapes de simulation sous Fluent	56
III.5.Conclusion.....	57
chapitreIV: Résultats Et Interprétations	59
IV.1.Introduction.....	60
IV.2.Étude de la sensibilité du maillage.....	60
IV.3.Validation du code numérique.....	62
IV.4.Discussion des résultats.....	64
IV.4.1.Configuration (I)	65

Table des matières

<i>IV.4.2.Configuration (2)</i>	70
<i>IV.4.3.Comparaison des configurations (1) et (2)</i>	76
<i>IV.4.4.Configuration (3)</i>	77
<i>IV.4.5.Configuration (4)</i>	80
<i>IV.4.6.Comparaison entre les configurations (3) et (4)</i>	83
IV.5.Conclusion.....	84
Conclusion générale.....	86
Références bibliographiques.....	88

Liste des figures

Fig I.1: Schéma du phénomène de convection naturelle ou libre	8
Fig I.2: Écoulement cellulaire dans une cavité différentiellement chauffée	9
Fig I.3: Convection naturelle interne dans une cavité rectangulaire inclinée.....	9
Fig I.4: Schéma d'une enceinte carrée équipée de deux déflecteurs	12
Fig II.1: Modèle physique et conditions aux limites de la configuration 1	27
Fig II.2: Modèle physique et conditions aux limites de la configuration 2	28
Fig II.3: Modèle physique et conditions aux limites de la configuration 3	29
Fig II.4: Modèle physique et conditions aux limites de la configuration 4	30
Fig III.1: Interface de GAMBIT	41
Fig III.2: Fenêtre d'outils d'opération.....	41
Fig III.3: Détail des principaux menus.....	42
Fig III.4: Construction de la géométrie	42
Fig III.5: Génération de maillage.....	43
Fig III.6: Incorporation des conditions aux limites.....	44
Fig III.7: Barre d'outils.....	44
Fig III.8: Fenêtre de contrôle global.....	44
Fig III.9: Enregistrement du fichier.....	45
Fig III.10: Exportation du maillage.....	45
Fig III.11: Type de résolution	46
Fig III.12: Interface Fluent	47
Fig III.13: Importation de la géométrie	47
Fig III.14: Vérification du maillage sous Fluent.....	48
Fig III.15: Vérification des unités	48
Fig III.16: Lissage du maillage	49
Fig III.17: Choix du solveur sous Fluent.....	49
Fig III.18: Choix du modèle de turbulence.....	50
Fig III.19: Equation de l'énergie.....	50
Fig III.20: Définition des caractéristiques du fluide	51
Fig III.21: Choix des conditions opératoires	51
Fig III.22: Choix d'ordre des équations et de l'algorithme	52
Fig III.23: Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence	52
Fig III.24: Initialisation des calculs.....	53
Fig III.25: Choix du nombre des itérations.....	54
Fig III.26: Géométrie du problème	55
Fig III.27: Géométrie et maillage sur Gambit.....	55
Fig III.28: Evolution des résidus des équations de continuité, d'énergie et de quantité de mouvement pour $Ra=10^4$	57
Fig IV.1: Profil de la vitesse horizontale en fonction des ordonnées à travers l'ouverture de la cloison $x=0.1$ pour $Ra=10^4$	61
Fig IV.2: Profil de la vitesse verticale en fonction des ordonnées à travers l'ouverture de la cloison $x=0.1$ pour $Ra=10^4$	62

Fig IV.3: Comparaison des résultats de la présente étude avec la référence [18] pour: $Ra=10^7$ lignes de courant.....	63
Fig IV.4: Comparaison des résultats de la présente étude avec la référence [18] pour $Ra=10^7$ les isothermes	64
Fig IV.5: Comparaison des résultats de la présente étude avec la référence [18] pour : $Ra=10^7$ les camps de Vitesse	64
Fig IV.6: Ligne de courant et les isothermes pour (a) $Ra=10^4$, (b) $Ra=10^5$ et (c) $Ra=10^6$	68
Fig IV.7: Profil de la vitesse verticale adimensionnelle suivant X au centre de la cavité chauffée à la position $Y=0.25$ pour $Ra=10^4, 10^5$ et 10^6	69
Fig IV.8: Profil de la vitesse vertical adimensionnelle suivant X au centre de la cavité froide à la position $Y=0.75$ pour $Ra = 10^4, 10^5$ et 10^6	69
Fig IV.9: Profil de la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de l'ouverture de la cloison suivant X à la position $y=0.5$ pour $Ra = 10^4, 10^5$ et 10^6	70
Fig IV.10: Profils du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude pour différents pour $Ra = 10^4, 10^5$ et 10^6	70
Figure IV.11: Ligne de courant et les isothermes	74
Fig IV.12: Profil de la vitesse verticale adimensionnelle suivant X au centre de la cavité chauffée à la position $Y=0.75$, pour $Ra = 10^4, 10^5$ et 10^6	74
Fig IV.13: Profil de la vitesse verticale adimensionnelle suivant X au centre de la cavité froide à la position $Y=0.25$ pour $Ra=10^4, 10^5$ et 10^6	75
Fig IV.14: Profil de la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de l'ouverture de la cloison suivant X aux positions $Y=0.5$ pour $Ra=10^4, 10^5$ et 10^6	75
Fig IV.15: Profils du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude pour différents pour $Ra=10^4, 10^5$ et 10^6	76
Fig IV.16: Ligne de courant et les isothermes pour a) $Ra=10^4$ et b) $Ra=10^5$	78
Fig IV.17: Profil de la vitesse verticale adimensinnelle suivant X au centre de deux cavités communicantes à la position $Y=0.5$ pour $Ra=10^4$ et 10^5	79
Fig IV.18: Profil de la vitesse horizontale adimensionnelle au niveau de l'ouverture de la cloison selon y au position $X=1$ pour $Ra=10^4$ et 10^5	79
Fig IV.19: Profils du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude pour différents pour $Ra=10^4$ et 10^5	80
Fig IV.20: Ligne de courant et les isothermes pour a) $Ra=10^4$ et b) $Ra=10^5$	82
Fig IV.21: Profil de la vitesse verticale suivant X au centre de la cavité chaude au position $Y=0.5$ pour $Ra=10^4$ et 10^5	82
Fig IV.22: Profil de la vitesse horizontale selon Y au centre de la cavité froide aux positions $Y=0,225$ pour $Ra=10^4$ et 10^5	83
Fig IV.23: Profils du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude pour différents pour $Ra=10^4$ et 10^5	83

Listes des tableaux

Tableau IV.1: Effet du maillage sur les valeurs de Nusselt moyen au niveau de la paroi verticale chaude.....	62
--	----

Nomenclature des symboles

Symbole	Désignation	Unité
c_p	Chaleur spécifique à pression constante	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
g	Accélération de la pesanteur	$m \cdot s^{-2}$
Gr	Nombre de Grashof	—
h	Coefficient de transfert thermique convectif	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
h_0	Longueur de l'ouverture ou de la porte	m
H	Hauteur de la cavité	m
k	Conductivité thermique du fluide	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
k_s	Conductivité thermique de la cloison	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
k_p	Conductivité thermique de la porte	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
k_r	Rapport de conductivité thermique (k_s/k_p)	—
L	Longueur de la cavité	m
l	Hauteur de la paroi chaude	m
L_1, L_2	Largeurs des deux cavités	m
Nu	Nombre de Nusselt local	—
Nu_{moyen}	Nombre de Nusselt moyen	—
p	Pression	Pa
P	Pression adimensionnelle	—
Pr	Nombre de Prandtl	—
Ra	Nombre de Rayleigh	—
T	Température	K
T_0	Température de référence	K
T_c	Température de la source chaude	K
T_f	Température de la paroi froide	K
u	Composante horizontale de la vitesse	$m \cdot s^{-1}$
v	Composante verticale de la vitesse	$m \cdot s^{-1}$
U, V	Vitesses adimensionnelles	—
x, y	Coordonnées cartésiennes	m
X, Y	Coordonnée adimensionnelle	—
y_0	Longueur de la cloison	m

Lettres grecs

Symbole	Désignation	Unité
α	Diffusivité thermique	$m^2 \cdot s^{-1}$
β	Coefficient de dilatation thermique	K^{-1}
θ	Température adimensionnelle	—
μ	Viscosité dynamique	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$m^2 \cdot s^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$
φ	Densité de flux thermique	$W \cdot m^{-2}$
Φ	Flux thermique	W

Introduction générale

Le transfert de chaleur par convection naturelle constitue un phénomène physique important intervenant dans de nombreuses applications industrielles et technologiques telles que le chauffage des bâtiments, les échangeurs thermiques, les capteurs solaires et le refroidissement des équipements électroniques. L'étude de ce mode de transfert est essentielle pour améliorer les performances thermiques des systèmes et optimiser leur consommation énergétique.

La convection naturelle dans les cavités fermées a fait l'objet de nombreuses recherches en raison de la complexité des phénomènes d'écoulement et de transfert thermique qui s'y développent. Lorsque deux cavités adjacentes sont soumises à des conditions thermiques différentes, les échanges de chaleur deviennent plus complexes et nécessitent une analyse approfondie afin de mieux comprendre les mécanismes de propagation thermique.

L'objectif de ce travail est d'étudier numériquement la propagation de chaleur entre une cavité chauffée et une cavité adjacente non chauffée. L'étude porte sur l'analyse des champs de vitesse et de température ainsi que sur l'évaluation des performances thermiques à travers le nombre de Nusselt pour différentes configurations géométriques.

Le premier chapitre présente des généralités sur les transferts de chaleur ainsi qu'une étude bibliographique relative à la convection naturelle dans les cavités.

Le deuxième chapitre est consacré à la modélisation mathématique du problème étudié, comprenant les équations gouvernantes, les hypothèses simplificatrices et les conditions aux limites associées aux différentes configurations considérées.

Dans le troisième chapitre, nous présentons la méthode numérique adoptée ainsi que les principales étapes de simulation à l'aide des logiciels Gambit et Fluent.

Enfin, le quatrième chapitre est consacré à la présentation, l'analyse et la discussion des résultats obtenus afin de mettre en évidence l'influence des paramètres étudiés sur les transferts thermiques et l'écoulement du fluide dans les cavités

Chapitre I

**Généralité sur les transferts de
chaleur et Recherche Bibliographique**

I.1 Introduction

Le transfert de chaleur correspond au transfert de l'énergie thermique d'un milieu chaud vers un milieu plus froid.

Ce phénomène est régi par un certain nombre de notions, de lois et de relations mathématiques qui interviennent dans chaque mode de transfert.

Dans ce chapitre, les notions de base, des principaux modes de transfert de chaleur ainsi que les facteurs influents seront présentées.

Cette partie constitue ainsi une base essentielle à la compréhension des phénomènes physiques étudiés dans ce travail.[1]

I.2 Notions fondamentales du transfert thermique

L'énergie thermique peut être transférée d'un système à un autre suivant un processus appelé transfert de chaleur. La quantité de cette chaleur n'est pas mesurable ou observable directement, mais son effet est observé et mesuré de manière expérimentale. Le transfert thermique est l'une des façons les plus communes par lesquelles l'énergie est transférée ou échangée. Le transfert thermique se produit lorsqu'il existe une différence de température entre deux zones ou systèmes, peu importe le milieu qui les séparent.[2]

L'étude des transferts thermiques implique les notions de quantité de chaleur liées aux mouvements des molécules (translation, vibration et rotation) et aux différences de température. Ces notions sont définies dans le cadre de la thermodynamique classique qui n'étudie que l'état d'équilibre, sans s'intéresser aux mécanismes responsables du transfert de l'énergie.[3]

I.2.1. Champ de température

Les expériences ont montré que tout point d'un milieu matériel peut être caractérisé par une grandeur appelée température. L'ensemble des températures qui caractérisent tous les points d'un milieu constitue ce que l'on appelle le champ de température. [4]

D'un point de vue mathématique, le champ de température est décrit par une fonction dépendant des coordonnées spatiales et du temps :

$$T = T(x, y, z, t) \quad (0.1)$$

La détermination de ce champ de température au cours d'un phénomène thermique représente un objectif fondamental dans l'étude des problèmes de transfert de chaleur.[5]

On distingue alors deux situations :

Champ de température indépendant du temps : le régime est qualifié de permanent ou stationnaire. [5]

$$T = T(x, y, z) \quad (0.2)$$

Champ de température dépendant du temps: le régime est dit variable, ou instationnaire ou la température dépend de 4 variables spatio-temporelles selon l'équation décrite plus haute (I.1).[5]

I.2.2. Température

La température constitue une grandeur d'état thermodynamique intensive qui caractérise l'état énergétique d'un système à l'échelle macroscopique.

Pour un solide, cela peut être lié aux vibrations des atomes qui composent ce solide, ou le mouvement des électrons pour des métaux.

Pour un fluide, cela est associé à l'agitation des molécules qui composent ce fluide.

Dans tous les cas, c'est cette propriété qui est liée à la sensation de chaleur ou de froid que l'on associe à un corps solide, liquide ou gazeux.[6]

I.2.3. Surface isotherme

On désigne par surface isotherme l'ensemble des points d'un milieu matériel qui possèdent une même température à un instant donné.

En régime permanent, les surfaces isothermes demeurent immobiles dans le temps.

En régime transitoire, elles peuvent évoluer, se déplacer et se modifier en fonction du temps.

Par ailleurs, les surfaces isothermes ne peuvent jamais se croiser, car un même point matériel ne peut présenter simultanément deux valeurs différentes de température.[7]

I.2.4. Gradient de température

Un objet abandonné à lui-même voit sa température évoluer dans la direction du maximum local d'augmentation de température. On peut montrer que cette direction correspond à la normale aux surfaces isothermes. Un vecteur température, appelé le gradient de température, permet de caractériser cette direction.

L'expression mathématique du gradient de température est donnée par :

$$\vec{\nabla}T = \frac{\partial T}{\partial n} \vec{n} \quad (0.3)$$

Où :

$\vec{n}$ est le vecteur unitaire normal à la surface isotherme,

$\frac{\partial T}{\partial n}$ est la dérivée directionnelle de la température suivant la normale.

Ainsi, le gradient de température indique à la fois la direction et l'intensité de la variation thermique au sein du milieu étudié.[6]

I.2.5. Première loi de la thermodynamique

La première loi de la thermodynamique, appelée aussi principe de conservation de l'énergie, affirme que l'énergie ne peut ni apparaître ni disparaître au cours d'un processus. Elle peut uniquement se transformer d'une forme à une autre. Ainsi, lors de toute transformation, il est indispensable de tenir compte de toutes les formes d'énergie impliquées.[8]

Selon le principe de conservation de l'énergie (ou bilan énergétique), pour un système soumis à une transformation :

La variation totale de l'énergie du système (augmentation ou diminution) est égale à la différence entre l'énergie reçue par le système et l'énergie qu'il cède à son environnement pendant le processus.[9]

Autrement dit :

$$\Delta E_{\text{système}} = E_{\text{entrant}} - E_{\text{sortant}} \quad (0.4)$$

I.2.6. Flux et densité de flux thermique

Le flux de chaleur ou flux thermique est la quantité de chaleur qui traverse une surface donnée pendant une unité de temps. Le flux thermique d'une surface représente donc le débit de chaleur à travers cette surface. [10]

Il s'exprime par :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} \quad (0.5)$$

Le flux thermique est donc une grandeur scalaire et s'exprime en J/s ou Watt (W), unité équivalente à une puissance. C'est pourquoi on parle souvent de puissance thermique, notamment dans le domaine des appareils et équipements thermiques.[6]

La densité de flux thermique correspond à la quantité de chaleur transférée par unité de temps et par unité de surface isotherme.[11]

Elle est donnée par :

$$\varphi = \frac{\Phi}{S} \quad (0.6)$$

Où :

Φ est le flux thermique (W),

S est la surface traversée par le flux de chaleur (m²).

La densité de flux thermique s'exprime donc en **W/m²**.

I.3. Mécanismes de transfert de chaleur

Le transfert d'énergie sous forme de chaleur s'effectue toujours du milieu dont la température est la plus élevée vers celui dont la température est la plus faible. Ce transfert cesse lorsque les deux milieux atteignent la même température, c'est-à-dire lorsqu'un équilibre thermique est établi.[12]

La chaleur peut se transmettre selon trois mécanismes fondamentaux :

- La conduction
- La convection
- Le rayonnement

Chacun de ces modes de transfert nécessite l'existence d'une différence de température. En effet, sans gradient de température, aucun échange thermique ne peut avoir lieu.[1]

Quel que soit le mécanisme considéré, le transfert de chaleur se produit toujours du milieu chaud vers le milieu froid, conformément au second principe de la thermodynamique.[1]

Dans ce qui va suivre nous allons citer uniquement la conduction et la convection naturelle qui sont les principaux modes de transfert de chaleur dans notre étude.

I.3.1. Conduction

La conduction thermique est un mode de transfert de chaleur qui correspond au passage de l'énergie des particules les plus énergétiques d'un milieu vers les particules voisines moins énergétiques, sous l'effet de leurs interactions microscopiques.[13]

La conduction peut se produire dans les solides, les liquides et les gaz.

Dans les gaz et les liquides, elle résulte principalement des collisions et de la diffusion moléculaire dues au mouvement aléatoire des molécules.[5]

Dans les solides, elle est liée à la fois aux vibrations des atomes dans le réseau cristallin et, dans le cas des métaux, au déplacement des électrons libres, qui transportent l'énergie thermique.[5]

Contrairement à la convection, la conduction ne nécessite aucun mouvement global de matière : l'énergie se transmet sans déplacement macroscopique du milieu.[14]

Exemple :

Une canette contenant une boisson froide placée dans une pièce chaude finit par atteindre la température ambiante. La chaleur se transmet de l'air ambiant vers la boisson à travers la paroi en aluminium par conduction thermique.

La loi de Fourier de la conduction thermique :[1]

$$Q_{cond} = -k A \frac{dT}{dx} \quad (0.7)$$

Où :

Q_{cond} : puissance thermique (W)

k : conductivité thermique (W/m·K)

A : surface de transfert (m²)

$\frac{dT}{dx}$: gradient de température (K/m)

I.3.2. Convection

La convection est un mode de transfert thermique qui se produit entre une surface solide et un fluide (liquide ou gaz) en mouvement. Ce phénomène résulte de la combinaison de deux mécanismes : la conduction thermique et le déplacement du fluide.

Lorsque la vitesse du fluide augmente, l'échange de chaleur devient plus intense, En revanche, s'il n'y a aucun mouvement global du fluide, le transfert de chaleur s'effectue uniquement par conduction.

Ainsi, la présence d'un écoulement améliore l'échange thermique entre la surface et le fluide, mais rend aussi plus complexe le calcul du flux de chaleur transféré.[15]

La loi de Newton décrit le transfert de chaleur par convection entre une surface solide et un fluide en mouvement.[16]

$$Q_{conv} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (0.8)$$

Où :

Q_{conv} : puissance thermique (W)

h est le coefficient de transfert thermique par convection ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

A_s représente la surface d'échange thermique

T_s est la température de la surface

T_{∞} est la température du fluide loin de la surface, c'est-à-dire hors de la couche limite thermique.

a. La convection naturelle

La convection naturelle réfère aux écoulements induits par les forces de flottabilité. Ces forces apparaissent lorsqu'il existe un gradient de densité dans un fluide soumis à une force volumique, généralement la gravité. Dans les problèmes thermiques, ce gradient de densité est principalement dû à un gradient de température : les zones chaudes deviennent moins denses et ont tendance à monter, tandis que les zones froides, plus denses, descendent.[1]

Ainsi, le mouvement du fluide apparaît spontanément sans intervention extérieure, contrairement à la convection forcée où l'écoulement est imposé par une pompe ou un ventilateur. Ce déplacement naturel du fluide contribue au transport de l'énergie thermique et améliore le transfert de chaleur par rapport à une conduction pure.[1]

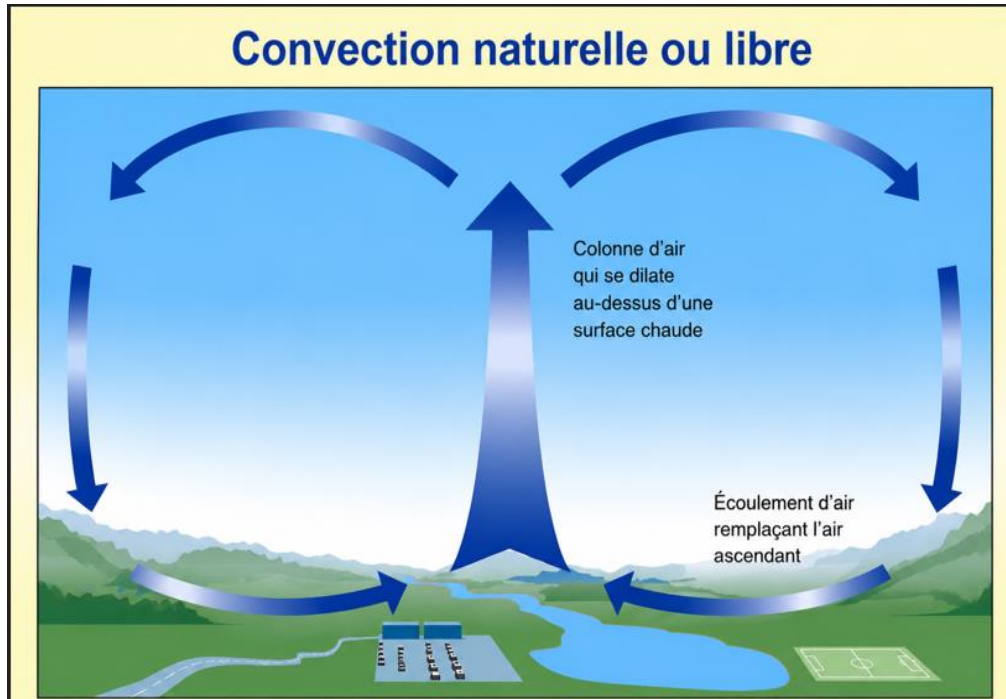


Fig 0.1: Schéma du phénomène de convection naturelle ou libre

b. La Convection naturelle interne

La convection naturelle interne désigne le transfert de chaleur qui se produit à l'intérieur d'un espace fermé ou confiné, tel qu'une cavité ou une enceinte, lorsqu'il existe une différence de température entre ses parois. Dans ce cas, le fluide se met en mouvement sans action mécanique extérieure, uniquement sous l'effet des forces de flottabilité provoquées par les variations de densité. Le fluide au voisinage de la paroi chaude T_1 se réchauffe, devient moins dense et s'élève, tandis que le fluide situé près de la paroi froide T_2 se refroidit, devient plus dense et descend.

Ce mouvement crée une circulation interne sous forme de cellules convectives, appelée écoulement cellulaire. Les figures suivantes **Fig. I.2.** et **Fig. I.3.** illustrent ce phénomène dans une cavité différentiellement chauffée et dans une cavité rectangulaire inclinée, où l'écoulement dépend de la position des surfaces chaude et froide, de la gravité, de la géométrie et de l'angle d'inclinaison de l'enceinte. Ce type de convection est largement rencontré dans les bâtiments, les capteurs solaires, les échangeurs thermiques et les systèmes de refroidissement. [1–4]

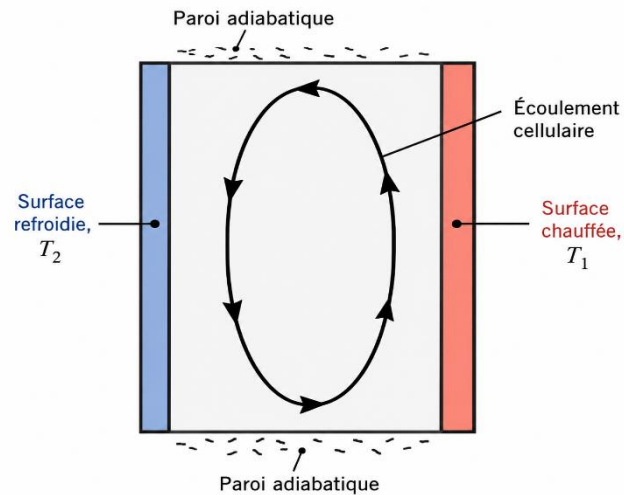


Fig 0.2: Écoulement cellulaire dans une cavité différentiellement chauffée

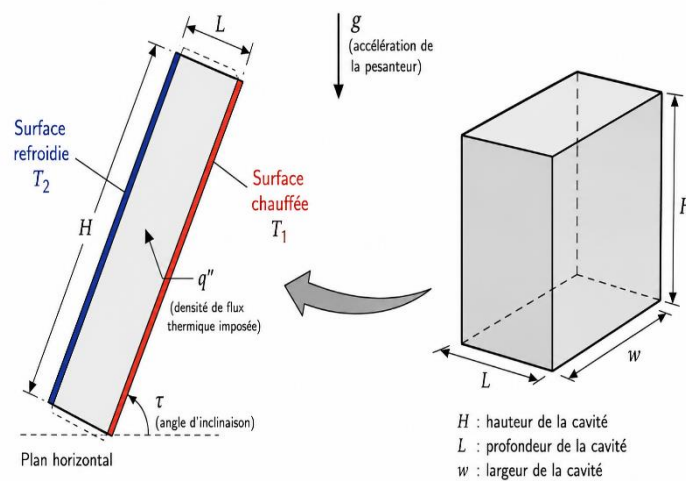


Fig 0.3: Convection naturelle interne dans une cavité rectangulaire inclinée

1.4. Signification des nombres adimensionnels

L'étude des transferts par convection dépend beaucoup des paramètres qui permettent de les caractériser. Les nombres adimensionnels donnent des informations sur les conditions dans lesquelles l'expérience ou l'analyse a été réalisée. Leur grand avantage est qu'ils ne dépendent ni du système choisi, ni des dimensions, ni des propriétés thermophysiques des fluides. Dans ce travail, nous allons présenter certaines expressions de nombres adimensionnels ainsi que leur signification physique, qui seront utilisées tout au long de l'étude.[4]

I.4.1. Nombre de Grashof

Le nombre de Grashof caractérise le rapport des effets thermiques de convection naturelle aux effets visqueux. [4]

$$Gr = \frac{\text{forces de flotabilité}}{\text{forces visqueuses}}$$

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\nu^2} \quad (0.10)$$

Avec :

g : accélération de pesanteur.

ν : La viscosité cinématique.

H : la dimension caractéristique de la géométrie étudiée.

β : Coefficient de dilatation thermique a pression constante.

ΔT : L'écart de température.

I.4.2. Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl caractérise l'importance relative de deux mécanismes qui pilotent la convection du fluide qui sont : la diffusion de quantité de mouvement (viscosité cinématique, ' ν ') et la diffusion de chaleur (thermique ' α ') [4]

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{la diffusivité visqueuse}}{\text{la diffusivité thermique}} \quad (0.2)$$

I.4.3. Nombre de Rayleigh

Le nombre de Rayleigh est obtenu en multipliant les expressions de nombre de Grashof et du nombre de Prandtl, il est souvent plus pertinent que le nombre de Grashof pour caractériser la convection naturelle.[4]

$$Ra = Gr.Pr = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\nu \alpha} \quad (0.12)$$

En fonction de la valeur du nombre de Rayleigh, il est possible de distinguer plusieurs régimes de transfert thermique en convection naturelle :

- pour $Ra < 10^3$: la convection est négligeable et le transfert de chaleur s'effectue essentiellement par conduction ;
- pour $10^3 < Ra < 10^9$: le transfert thermique s'opère en régime de convection naturelle laminaire ;
- pour $Ra > 10^9$: le transfert thermique a lieu en régime de convection naturelle turbulent.

I.5. Recherche bibliographique :

La convection naturelle au sein d'une cavité fermée a fait l'objet de nombreuses études numériques et expérimentales. Nous allons présenter, dans cette partie, quelques travaux qui ont été réalisés dans le domaine du transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur de cavités fermées.

E. Zimmerman et S. Acharya [17] ont mené une étude numérique approfondie sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte verticale partiellement divisée par des cloisons (baffles) **Fig. I.4**. Contrairement aux études antérieures, les auteurs ont intégré l'effet de la conduction thermique des parois horizontales et des cloisons dans leur modèle. Les simulations, basées sur l'algorithme SIMPLER et l'approximation de Boussinesq, ont été validées par une comparaison rigoureuse avec des données expérimentales existantes.

L'étude a examiné l'influence de trois paramètres clés : le nombre de Rayleigh, le rapport de conductivité thermique des cloisons et leur épaisseur. Les résultats montrent qu'à des nombres de Rayleigh élevés, l'écoulement subit un décollement derrière les cloisons, formant des bulles de séparation dont la taille et l'intensité augmentent avec la conductivité des cloisons. Paradoxalement, bien que ces tourbillons s'intensifient, la force de l'écoulement principal — ascendant le long de la paroi chaude et descendant le long de la paroi froide — diminue lorsque les cloisons sont plus conductrices, en raison d'un effet de pré-refroidissement et de préchauffage du fluide.

En ce qui concerne les performances thermiques, les résultats ont montré une réduction notable du nombre de Nusselt moyen en présence de cloisons, cette diminution étant d'autant plus marquée que l'épaisseur et la conductivité des cloisons sont importantes. Enfin, les auteurs soulignent que l'hypothèse de parois parfaitement conductrices est indispensable pour prédire avec précision le comportement thermique réel, offrant ainsi des pistes essentielles pour l'optimisation de l'isolation des bâtiments et le refroidissement des systèmes électroniques lors de leur conception.

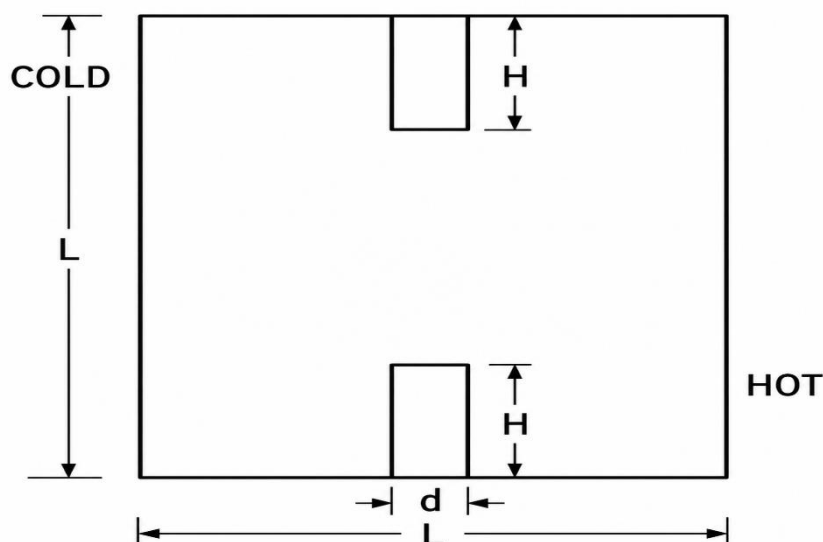


Fig 0.4: Schéma d'une enceinte carrée équipée de deux déflecteurs

J. A. Khan et G.-F. Yao [18] ont réalisé une étude numérique sur la convection naturelle de l'eau et de l'air dans une enceinte rectangulaire partiellement divisée par une cloison verticale. L'objectif principal de cette étude était de comparer le comportement thermique et dynamique de deux fluides différents, l'eau et l'air, afin de vérifier si les expériences utilisant l'eau peuvent représenter correctement la convection naturelle de l'air dans les cavités cloisonnées. Les auteurs ont étudié des nombres de Rayleigh allant de 10^6 à 10^8 , avec plusieurs rapports d'ouverture de la cloison : 0, 1/4, 1/6 et 1/8.

Le modèle étudié considère une cavité bidimensionnelle dont les parois verticales sont maintenues à des températures différentes, tandis que les parois horizontales et la cloison sont supposées adiabatiques. Les simulations numériques ont été réalisées en utilisant l'approximation de Boussinesq et une méthode de volumes finis basée sur un algorithme de type SIMPLE. La validation du modèle a été effectuée par comparaison avec des résultats expérimentaux existants, montrant un bon accord pour les profils de vitesse, de température et le nombre de Nusselt moyen.

Les résultats montrent que l'air et l'eau présentent des structures d'écoulement différentes, principalement à cause de la différence du nombre de Prandtl. Cependant, du point de vue du transfert thermique, les différences restent faibles : le nombre de Nusselt moyen de l'eau est seulement supérieur de 2 à 5 % à celui de l'air. De plus, la

présence d'une ouverture dans la cloison augmente le nombre de Nusselt moyen de 13 à 24 %, ce qui indique une amélioration du transfert de chaleur.

En revanche, l'ouverture de la cloison réduit le débit volumique d'échange entre les deux compartiments. Cette diminution varie de 5,68 à 15,2 % pour l'eau et de 1 à 11,4 % pour l'air. Les auteurs concluent donc que l'eau peut être utilisée pour prédire raisonnablement le transfert de chaleur de l'air, mais elle ne reproduit pas parfaitement les caractéristiques de l'écoulement, notamment les vitesses et les débits d'échange.

S. Mergui et F. Penot ont réalisé une étude expérimentale sur la convection naturelle de l'air dans une cavité carrée différentiellement chauffée, pour un nombre de Rayleigh élevé $Ra = 1,69 \times 10^9$. La cavité possède deux parois verticales maintenues à des températures différentes, tandis que les autres parois sont isolées thermiquement. Les mesures de température ont été faites par thermocouple et celles de vitesse par anémométrie laser Doppler.

Les résultats montrent que le champ de température garde une certaine symétrie, avec une stratification presque linéaire au centre de la cavité. Cependant, le champ de vitesse présente une forte dissymétrie : l'écoulement près de la paroi froide reste presque laminaire, tandis que celui près de la paroi chaude devient instationnaire et turbulent plus tôt. Les auteurs concluent que cette étude fournit des données expérimentales importantes pour comprendre la convection naturelle turbulente et valider les modèles numériques

S. Mergui et F. Penot [19] ont réalisé une étude expérimentale sur la convection naturelle de l'air dans une cavité carrée différentiellement chauffée, pour un nombre de Rayleigh élevé $Ra = 1,69 \times 10^9$ et un écart de température de 20 °C entre les deux parois verticales actives. L'objectif était d'analyser les champs de vitesse et de température afin de mieux comprendre le comportement des couches limites thermiques et dynamiques.

La cavité étudiée possède de grandes dimensions : **0,94 m de hauteur, 1,04 m de largeur et 0,70 m de profondeur**. Les parois verticales sont maintenues à des températures différentes, tandis que les autres parois sont isolées thermiquement. Les températures ont été mesurées par thermocouple et les vitesses par anémométrie laser Doppler.

Les résultats montrent que le champ de température conserve une bonne symétrie, avec une stratification presque linéaire au centre de la cavité. Cependant, le champ de vitesse présente une dissymétrie importante : l'écoulement près de la paroi froide reste presque laminaire, alors que celui près de la paroi chaude devient plus rapidement instationnaire et turbulent, avec des fluctuations de vitesse pouvant atteindre environ **28 %** de la vitesse moyenne.

Les auteurs concluent que cette dissymétrie est due au développement précoce des instabilités le long de la paroi chauffée. Cette étude fournit ainsi des données expérimentales importantes pour comprendre la convection naturelle turbulente et valider les modèles numériques.

M.R. Mokhtarzadeh-Dehghan [20] a réalisé une étude numérique sur la convection naturelle tridimensionnelle entre deux étages d'un modèle réduit de bâtiment reliés par une cage d'escalier. Le modèle est composé d'un compartiment inférieur et d'un compartiment supérieur, reliés par un escalier, sans entrée ni sortie d'air. L'écoulement est provoqué par une seule source de chaleur placée dans le compartiment inférieur. L'objectif principal de cette étude était de comparer les résultats numériques avec des résultats expérimentaux déjà publiés, afin de valider le modèle de simulation.

La méthode numérique utilisée est la **simulation des grandes échelles LES**, associée à un modèle de sous-maille basé sur le transport de l'énergie cinétique dynamique. Les échanges radiatifs entre les parois sont également pris en compte à l'aide du modèle de rayonnement **DO**. Les conditions aux limites thermiques sont imposées sous forme de flux de chaleur sur les parois. Les cas étudiés correspondent principalement à des puissances de chauffage de **300 W** et **600 W**.

Les résultats montrent que l'écoulement d'air est fortement tridimensionnel et qu'il se développe sous l'effet des forces de flottabilité. L'air chaud monte depuis le radiateur vers l'ouverture entre les deux étages, puis une circulation d'air se forme dans les compartiments supérieur et inférieur. Les comparaisons entre les résultats numériques et expérimentaux montrent un accord général satisfaisant pour les températures des parois, les flux thermiques, la température de l'air et la vitesse de l'air.

Les auteurs concluent que la méthode LES donne des résultats plus réalistes que le modèle **k-ε**, surtout pour représenter les détails de l'écoulement. Cependant, le modèle

$k-\epsilon$ reste utile pour prédire les tendances générales. L'étude montre aussi que le champ de température peut être sensible aux conditions initiales lorsque les flux de chaleur sont imposés, alors que le champ de vitesse reste moins affecté.

A. Fabregat et J. Pallarès [21] ont réalisé une étude numérique sur le transfert de chaleur et les couches limites dans une cavité cubique remplie d'air, avec des parois opposées différemment chauffées. L'objectif principal était d'analyser la convection naturelle laminaire et turbulente dans une cavité fermée, ainsi que l'influence du nombre de Rayleigh sur le transfert thermique près des parois.

Le modèle étudié est une cavité cubique dont deux parois sont chauffées et deux autres refroidies, tandis que les parois avant et arrière sont considérées adiabatiques. Les auteurs ont utilisé la **simulation numérique directe DNS** pour étudier l'écoulement de l'air avec un nombre de Prandtl $Pr = 0,7$. Les nombres de Rayleigh considérés varient de $Ra = 10^5$ jusqu'à $Ra = 5,4 \times 10^8$.

Les résultats montrent que, pour les faibles nombres de Rayleigh $Ra \leq 10^6$, l'écoulement reste principalement laminaire. En revanche, pour $Ra \geq 10^7$, l'écoulement devient turbulent. Les auteurs ont montré que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Rayleigh, ce qui signifie que le transfert de chaleur devient plus important lorsque les forces de flottabilité augmentent.

L'étude des couches limites montre que, même dans le régime turbulent, les profils moyens de vitesse près des parois peuvent être bien décrits par des modèles classiques de couches limites laminaires. À faible Rayleigh, les couches limites sont dominées par la convection naturelle pure, tandis qu'à Rayleigh élevé, elles sont davantage influencées par la circulation globale de l'écoulement dans la cavité.

Les auteurs concluent que cette étude permet de mieux comprendre le transfert thermique dans les cavités fermées et fournit de nouvelles données numériques utiles pour développer des modèles semi-analytiques du transfert de chaleur près des parois.

J. Elin Vesper et al. [22] ont réalisé une étude numérique sur l'effet des ailettes et des parois horizontales conductrices sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité chauffée latéralement. L'objectif principal était d'analyser séparément et simultanément l'influence des parois conductrices et d'une ailette conductrice sur l'écoulement, le transfert thermique et l'apparition des phénomènes tridimensionnels.

Le modèle étudié est une cavité chauffée par la paroi gauche et refroidie par la paroi droite. Les auteurs ont considéré quatre configurations : cavité lisse avec parois horizontales adiabatiques, cavité lisse avec parois horizontales conductrices, cavité avec ailette et parois adiabatiques, et cavité avec ailette et parois conductrices. L'air est utilisé comme fluide de travail avec un nombre de Prandtl $Pr = 0,71$. Les nombres de Rayleigh étudiés varient de $Ra = 10^4$ à 10^9 . Les simulations ont été réalisées par DNS pour les faibles nombres de Rayleigh et par LES pour les valeurs élevées.

Les résultats montrent que les parois horizontales conductrices déstabilisent l'écoulement et provoquent une transition plus précoce vers la turbulence. Elles entraînent aussi un préchauffage ou un pré-refroidissement du fluide près des parois, ce qui réduit le transfert de chaleur effectif au niveau des parois verticales. En présence d'une ailette conductrice, des instabilités apparaissent au-dessus de l'ailette, surtout lorsque les parois horizontales sont conductrices.

Les auteurs montrent également que l'ajout d'une ailette augmente le transfert thermique global d'environ 18 % dans le cas des parois adiabatiques et d'environ 21 % dans le cas des parois conductrices. Cependant, les simulations bidimensionnelles peuvent donner des résultats différents des simulations tridimensionnelles, surtout dans les cas avec ailette. Les écarts locaux du transfert thermique peuvent atteindre 50 %, ce qui montre que la simplification 2D doit être évitée pour ce type de configuration.

Les auteurs concluent que la combinaison entre les parois conductrices et l'ailette favorise l'apparition d'instabilités tridimensionnelles et améliore le transfert de chaleur. Cette étude montre donc l'importance de prendre en compte les effets 3D dans l'analyse de la convection naturelle dans les cavités chauffées latéralement.

N. Benyahia et al. [23] ont réalisé une étude numérique sur le couplage entre la convection naturelle turbulente, le rayonnement de surface et la conduction dans une cavité haute différentiellement chauffée. L'objectif principal était d'analyser l'influence des différents modes de transfert thermique sur la structure de l'écoulement et d'identifier les conditions aux limites thermiques les plus réalistes pour obtenir des résultats numériques plus précis.

Le modèle étudié est une cavité parallélépipédique remplie d'air, de dimensions $0,076 \text{ m} \times 2,18 \text{ m} \times 0,52 \text{ m}$. Les deux parois verticales sont maintenues à des températures

différentes avec un écart de température $\Delta T = 19,9\text{ °C}$, ce qui correspond à un nombre de Rayleigh élevé $Ra = 2,03 \times 10^{10}$. Les simulations tridimensionnelles instationnaires ont été réalisées par la méthode des volumes finis, en utilisant le modèle de turbulence **SST k- ω** et le modèle de rayonnement **P-1**.

Les auteurs ont étudié plusieurs conditions aux limites : parois horizontales adiabatiques, prise en compte du rayonnement de surface, couplage rayonnement–conduction avec un profil linéaire de température, puis couplage rayonnement–conduction normale à travers l'épaisseur des parois horizontales. Les résultats numériques ont été comparés aux données expérimentales de **Betts et Bokhari**.

Les résultats montrent que le rayonnement de surface influence surtout les zones proches des parois horizontales, mais il a peu d'effet sur l'écoulement dans le cœur de la cavité. En revanche, la conduction thermique dans les parois horizontales joue un rôle important pour prédire correctement la stratification thermique. Les meilleures prédictions sont obtenues lorsque le rayonnement est couplé à la conduction normale des parois horizontales, avec une émissivité des parois verticales $\epsilon_V = 0,1$ et une émissivité des parois horizontales $\epsilon_H = 0,09$.

Les auteurs concluent que les conditions adiabatiques classiques ne sont pas suffisantes pour représenter correctement la convection naturelle turbulente dans une cavité haute. Il est donc nécessaire de prendre en compte le couplage **convection–rayonnement–conduction** afin d'obtenir une modélisation plus réaliste et plus proche des résultats expérimentaux.

A. Issakhov et al. [24] ont réalisé une étude numérique sur la convection naturelle conjuguée dans une cavité carrée bidimensionnelle contenant une cloison solide centrale et des couches poreuses. L'objectif principal était d'analyser l'effet de la distance entre les couches poreuses et la cloison centrale, ainsi que l'effet de la porosité, sur l'écoulement, le transfert thermique et le nombre de Nusselt local.

Le modèle étudié est une cavité carrée de **38 mm × 38 mm**, remplie de **glycérine** comme fluide de travail. Les parois verticales sont maintenues à des températures différentes, avec une paroi chaude à **38 °C** et une paroi froide à **20 °C**, tandis que les parois horizontales sont supposées adiabatiques. La cavité est divisée par une cloison centrale en plexiglas, et des couches poreuses minces sont placées à différentes

distances de cette cloison : **d = 0, 2, 4 et 8 mm**. Les valeurs de porosité étudiées sont **0,25 ; 0,5 ; 0,75 et 0,99**.

Les simulations ont été réalisées avec la méthode des volumes finis, en utilisant l'approximation de Boussinesq pour modéliser les forces de flottabilité. L'algorithme **SIMPLE** a été utilisé pour le couplage pression-vitesse. Les auteurs ont étudié les lignes de courant, les isothermes, les profils de vitesse verticale, le nombre de Nusselt local ainsi que l'entropie.

Les résultats montrent que lorsque la distance entre la couche poreuse et la cloison augmente, les isothermes deviennent plus uniformes et l'intensité de l'écoulement convectif diminue. Cela signifie que le transfert par conduction devient plus dominant, tandis que la convection naturelle devient moins intense. Les profils de vitesse montrent aussi que la présence des couches poreuses ralentit l'écoulement dans la cavité.

Les auteurs ont également observé que le nombre de Nusselt local diminue lorsque la distance **d** augmente et lorsque la porosité varie, ce qui indique une diminution de l'intensité du transfert de chaleur par convection. Cette diminution est liée à la réduction de la vitesse du fluide et à l'augmentation de l'effet de conduction près des couches poreuses.

Les auteurs concluent que la position des couches poreuses joue un rôle important dans le contrôle du transfert thermique dans les cavités cloisonnées. Cette étude peut être utile pour la conception des dispositifs de contrôle thermique, des systèmes de refroidissement, des échangeurs de chaleur, ainsi que pour certaines applications dans le bâtiment et l'aérospatiale.

H.M. Sadeghi et al. [25] ont réalisé une étude numérique sur la convection naturelle instationnaire de l'eau dans une cavité différentiellement chauffée, munie d'une ou de plusieurs ailettes non conductrices fixées sur la paroi chaude. L'objectif principal était d'analyser l'influence du nombre d'ailettes sur l'écoulement instationnaire, les oscillations thermiques et le transfert de chaleur près de la paroi chauffée.

Le modèle étudié est une cavité rectangulaire bidimensionnelle remplie d'eau, avec des parois verticales maintenues à des températures différentes, tandis que les parois horizontales et les ailettes sont considérées adiabatiques. Les auteurs ont étudié trois configurations : une cavité avec **une ailette, deux ailettes et trois ailettes**. Les

simulations ont été réalisées par la **méthode des éléments finis**, pour des nombres de Rayleigh allant de $Ra = 10^7$ à $Ra = 10^{10}$, avec un nombre de Prandtl correspondant à l'eau $Pr = 6,62$.

Les résultats montrent que l'écoulement passe par trois étapes principales : une étape initiale, une étape transitoire et une étape quasi-stationnaire. Au début, des intrusions thermiques se forment sous les ailettes et sous le plafond. Ensuite, ces intrusions dépassent les ailettes et donnent naissance à des panaches thermiques qui montent sous l'effet de la force de flottabilité. Pour des nombres de Rayleigh élevés, l'écoulement devient instationnaire et des oscillations apparaissent près des ailettes.

Les auteurs montrent également que l'augmentation du nombre d'ailettes intensifie l'écoulement convectif. Le débit volumique au centre de la cavité augmente lorsque le nombre d'ailettes augmente, avec une amélioration pouvant atteindre environ **13,41 %** pour la cavité à deux ailettes à $Ra = 1,84 \times 10^9$. Le transfert thermique est aussi amélioré : pour $Ra = 1,84 \times 10^9$, le facteur d'amélioration atteint environ **17,5 %** pour une ailette, **27,5 %** pour deux ailettes et **33,9 %** pour trois ailettes.

Les auteurs concluent que les ailettes non conductrices peuvent améliorer le transfert de chaleur dans une cavité différentiellement chauffée, surtout pour les grands nombres de Rayleigh. Cependant, à faible nombre de Rayleigh, l'effet des ailettes peut être moins favorable, car le transfert thermique est encore dominé par la conduction.

M.A. Aldawsari et al. [26] ont réalisé une étude numérique sur la convection naturelle double-diffusive d'un fluide contenant des matériaux à changement de phase nano-encapsulés **NEPCMs** dans une cavité poreuse avec une paroi froide ondulée et une zone chaude localisée. L'objectif principal était d'analyser l'influence de plusieurs paramètres sur le transfert thermique, le transfert massique et le comportement de l'écoulement dans ce type de cavité.

Le modèle étudié est une cavité rectangulaire remplie d'un nanofluide à base d'eau contenant des **NEPCMs**. La paroi droite est froide et ondulée, tandis qu'une petite zone chaude est placée sur la paroi gauche. Les parois supérieure et inférieure sont supposées adiabatiques. Les auteurs ont pris en compte l'effet du milieu poreux, du champ magnétique, ainsi que le phénomène de changement de phase des **NEPCMs**. Les

simulations ont été réalisées avec **COMSOL Multiphysics**, en utilisant les lois de **Darcy** et de **Brinkman**.

Les paramètres étudiés sont le nombre de Rayleigh **Ra** = 10^3 à 10^6 , le nombre de Darcy **Da** = 10^{-5} à 10^{-2} , le nombre de Hartmann **Ha** = 0 à 100, le nombre de Lewis **Le** = 0,1 à 10, ainsi que la position de la zone chaude **Y₀** = 0,2 à 0,7.

Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh renforce la convection naturelle et améliore fortement les transferts thermique et massique. Lorsque **Ra** passe de 10^3 à 10^6 , le nombre de Nusselt moyen augmente d'environ **450 %**, tandis que le nombre de Sherwood moyen augmente d'environ **120 %**. De même, l'augmentation du nombre de Darcy améliore la perméabilité du milieu poreux, ce qui augmente le transfert thermique d'environ **350 %** et le transfert massique d'environ **114 %**.

En revanche, l'augmentation du nombre de Hartmann réduit l'intensité de l'écoulement à cause de l'effet du champ magnétique. Lorsque **Ha** passe de 0 à 100, le nombre de Nusselt moyen diminue d'environ **78 %** et le nombre de Sherwood moyen diminue d'environ **54 %**. Les auteurs ont aussi montré que la position optimale de la zone chaude est **Y₀ = 0,5**, car elle permet la formation de vortex plus symétriques et donne les meilleures valeurs de transfert thermique et massique.

Les auteurs concluent que les NEPCMs peuvent améliorer efficacement les performances thermiques dans les cavités poreuses. Cette étude peut être utile pour les systèmes de stockage d'énergie thermique, le refroidissement électronique et les applications hydroniques.

M. Khatamifar et al. [27] ont réalisé une étude numérique sur la convection naturelle conjuguée instationnaire dans une cavité carrée différentiellement chauffée, contenant une cloison verticale de faible épaisseur et de conductivité thermique finie. L'objectif était d'étudier l'effet du nombre de Rayleigh, de l'épaisseur de la cloison et du rapport de conductivité thermique sur l'écoulement et le transfert de chaleur.

La cavité étudiée est bidimensionnelle, remplie d'air, avec deux parois verticales à températures différentes et des parois horizontales adiabatiques. La cloison centrale divise la cavité en deux compartiments. Les auteurs ont étudié **Ra** = 10^3 à 10^8 , **kr** = 0,1

à **1000** et **Tp = 0,05 à 0,2**, en utilisant la méthode des volumes finis avec l'algorithme **SIMPLE**.

Les résultats montrent que, pour les faibles nombres de Rayleigh, le transfert thermique est dominé par la conduction. Lorsque **Ra** augmente, la convection devient dominante et une stratification thermique apparaît. L'effet du rapport de conductivité **k_r** est important surtout entre **0,1 et 10** : lorsque **k_r** est faible, la cloison réduit fortement le transfert de chaleur, tandis que pour **k_r ≥ 100**, son effet devient presque négligeable.

Les auteurs concluent que la conductivité thermique et l'épaisseur de la cloison jouent un rôle important dans le transfert thermique transitoire, surtout lorsque la cloison est faiblement conductrice.

J. Elin Vesper et al. [28] ont réalisé une étude numérique sur la convection naturelle de l'air dans une cavité chauffée latéralement, afin d'analyser l'effet des **ailettes conductrices** et des **parois horizontales conductrices** sur l'écoulement et le transfert de chaleur. Les simulations ont été menées pour **Ra = 10⁴ à 10⁹** avec **Pr = 0,71**, en utilisant la **DNS** et la **LES**.

Les résultats montrent que les parois conductrices favorisent l'instabilité de l'écoulement et accélèrent la transition vers la turbulence. L'ajout d'une ailette améliore le transfert thermique global d'environ **18 %** pour les parois adiabatiques et **21 %** pour les parois conductrices. Les auteurs concluent que les effets tridimensionnels sont importants, surtout dans les cavités avec ailette, et que la simplification 2D peut conduire à des écarts importants.

P.R.M. Santos et al. [29] ont étudié numériquement la convection naturelle d'un fluide viscoplastique de type **Bingham** dans une cavité ouverte chauffée latéralement et remplie de blocs solides conducteurs. L'objectif était d'analyser l'effet de la porosité, du nombre de blocs, du rapport de conductivité thermique, du nombre de Bingham et du nombre de Brinkman sur l'écoulement et le transfert de chaleur.

Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de blocs et la diminution de la porosité réduisent la circulation du fluide et favorisent l'apparition de zones non cisailées. Lorsque le nombre de Bingham augmente, l'écoulement devient plus faible et le transfert thermique tend vers la conduction. L'effet du nombre de Brinkman reste faible.

F. Xu [30] a réalisé une étude numérique sur l'instabilité convective de la couche limite thermique verticale dans une cavité différentiellement chauffée. L'objectif principal était d'analyser le comportement des perturbations dans la couche limite près de la paroi verticale et d'étudier l'effet du nombre de Rayleigh sur la fréquence dominante, le débit et le transfert thermique.

Le modèle étudié est une cavité rectangulaire remplie d'eau, avec une paroi verticale chauffée et l'autre refroidie, tandis que les parois horizontales sont adiabatiques. L'étude a été réalisée pour des nombres de Rayleigh allant de $Ra = 5 \times 10^7$ à $3,44 \times 10^9$, avec $Pr = 6,63$. Les équations de Navier-Stokes et de l'énergie ont été résolues numériquement en utilisant l'approximation de Boussinesq et l'algorithme **SIMPLE**.

Les résultats montrent que les perturbations sont amplifiées lorsqu'elles se déplacent le long de la couche limite verticale. La fréquence dominante dépend du nombre de Rayleigh et de la position dans la couche limite. Les auteurs montrent aussi que le débit volumique varie selon $Ra^{-1/4}$, tandis que le nombre de Nusselt varie selon $Ra^{1/4}$. Les petites perturbations aléatoires ont un effet négligeable sur le transfert thermique global.

B. Alshuraiaan et al. [31] ont réalisé une étude numérique sur la convection naturelle dans une enceinte circulaire divisée par une paroi centrale flexible. L'objectif était d'analyser l'effet de la flexibilité de la paroi, de son angle d'inclinaison et de la position des zones chaude et froide sur l'écoulement et le transfert thermique.

Le modèle étudié est une cavité circulaire contenant deux zones, chaude et froide, séparées par une paroi déformable. Les auteurs ont utilisé la méthode des éléments finis avec une formulation **ALE** pour traiter l'interaction fluide-structure.

Les résultats montrent que la diminution de la flexibilité réduit la déformation de la paroi et diminue légèrement le nombre de Nusselt moyen. L'augmentation de l'angle de la paroi influence l'écoulement et peut réduire le transfert thermique. La position des zones chaude et froide joue aussi un rôle important : certaines positions augmentent fortement la force de flottabilité, ce qui améliore le transfert de chaleur.

F. Zemani-Kaci et A. Sabeur-Bendhina [32] ont réalisé une étude numérique sur la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée remplie d'air, chauffée partiellement par le bas et refroidie symétriquement par les deux parois latérales.

L'objectif était d'analyser l'effet de la longueur de la source chaude, du nombre de Rayleigh et de la hauteur d'une cloison placée au niveau de la paroi chaude.

Le modèle étudié est une cavité carrée bidimensionnelle avec une source chaude située au centre de la paroi inférieure. La longueur chauffée varie de $\varepsilon = 0,2$ à $0,8$, la hauteur de la cloison est $h = H/4$ ou $h = H/2$, et le nombre de Rayleigh varie de $Ra = 10^3$ à 10^6 . Les équations de Navier-Stokes et de l'énergie ont été résolues par la méthode des volumes finis avec l'algorithme **SIMPLE**.

Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente lorsque le nombre de Rayleigh et la longueur chauffée augmentent. En revanche, l'augmentation de la hauteur de la cloison réduit le transfert thermique, car elle freine la circulation du fluide et augmente l'épaisseur de la couche limite thermique.

I.6. Conclusion

Des notions fondamentales et des généralités sur les mécanismes de transfert thermique ont été présentées dans la première partie de ce chapitre. Par la suite une étude bibliographique portant sur une synthèse des différents travaux effectués sur les échanges convectifs par convection naturelle dans une cavité.

Chapitre II

Modélisation mathématique

II.1 Introduction

La maîtrise des conditions thermiques à l'intérieur des bâtiments constitue aujourd'hui un enjeu majeur en raison de son impact direct sur le confort des occupants et sur la consommation énergétique. La répartition de la température dans les espaces habités dépend non seulement des systèmes de chauffage mis en œuvre, mais également de la configuration architecturale du bâtiment et des interactions thermiques entre les différentes pièces qui le composent.

Dans de nombreux bâtiments résidentiels et tertiaires, certaines pièces sont chauffées tandis que d'autres demeurent partiellement chauffées ou totalement non chauffées. Cette situation engendre des transferts de chaleur entre les locaux à travers les parois, les portes et les ouvertures de communication. Ces échanges thermiques peuvent modifier significativement la distribution de température dans les espaces chauffés et affecter ainsi le niveau de confort thermique des occupants.

Le phénomène est particulièrement important dans les configurations comprenant des pièces adjacentes horizontalement séparées par une porte ou une ouverture, ainsi que dans les bâtiments à plusieurs niveaux où des pièces superposées sont reliées par une cage d'escalier. Dans ce dernier cas, les différences de température entre les locaux favorisent l'apparition de mouvements convectifs naturels résultant des variations de densité de l'air. Ces mouvements peuvent entraîner une redistribution importante de la chaleur entre les étages et modifier les champs de température au sein des pièces chauffées.

L'étude des interactions thermiques entre locaux chauffés et non chauffés représente donc un sujet d'intérêt tant du point de vue du confort thermique que de l'efficacité énergétique des bâtiments. Une meilleure compréhension des mécanismes de transfert de chaleur et des écoulements d'air permet d'optimiser la conception architecturale, le positionnement des ouvertures de communication et les stratégies de chauffage afin de réduire les pertes thermiques et d'améliorer les conditions de confort.

Dans ce contexte, le présent travail s'intéresse à l'influence des chambres non chauffées sur la distribution de température et le confort thermique dans les chambres chauffées.

Deux configurations sont particulièrement étudiées : des chambres superposées verticalement et reliées par un escalier, ainsi que des chambres adjacentes horizontalement séparées par une cloison munie d'une porte. L'objectif principal est d'analyser les mécanismes de transfert thermique et de caractériser l'impact des paramètres géométriques et thermiques sur la répartition de la température et les conditions de confort à l'intérieur des espaces occupés.

Dans ce chapitre, nous présentons la formulation mathématique du problème de la convection naturelle dans un système bidimensionnel constitué de deux cavités carrée communicantes.

L'étude porte sur l'analyse des transferts thermo-convectifs induits par une différence de température entre une zone chauffée et une zone non chauffée.

Les équations aux dérivées partielles gouvernant le phénomène physique sont établies à partir des principes fondamentaux de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Ces équations, accompagnées des conditions aux limites appropriées correspondant aux différentes configurations étudiées, seront présentées sous leurs formes dimensionnelle et adimensionnelle.

II.2. Les Modèles physique et conditions aux limites

Dans cette étude, on considère « quatre » configurations différentes de cavités rectangulaires utilisées pour analyser le phénomène de transfert de chaleur à l'intérieur d'un fluide. Ces configurations représentent des situations physiques courantes où les parois de la cavité sont soumises à des températures différentes, ce qui provoque un mouvement du fluide et un échange de chaleur.

Dans ce travail, nous allons étudier numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle dans un système bidimensionnel composé de deux cavités carrées communicantes.

La géométrie est définie dans un repère cartésien (x, y) , où l'axe x est horizontal et l'axe y est vertical.

II.2.1. Configuration 1 : Cavités superposées verticalement dont la cavité inférieure est chauffée

La cavité inférieure contient un radiateur supposé isotherme à une température T_c (condition de Dirichlet), placé en bas de sa paroi verticale gauche.

La cavité supérieure est complètement isolée, à l'exception de sa paroi gauche qui est froide ayant une température constante T_f .

La cloison horizontale séparant les deux cavités est considérée comme un milieu solide isolé et comporte une ouverture permettant la circulation du fluide et la communication entre les deux cavités.

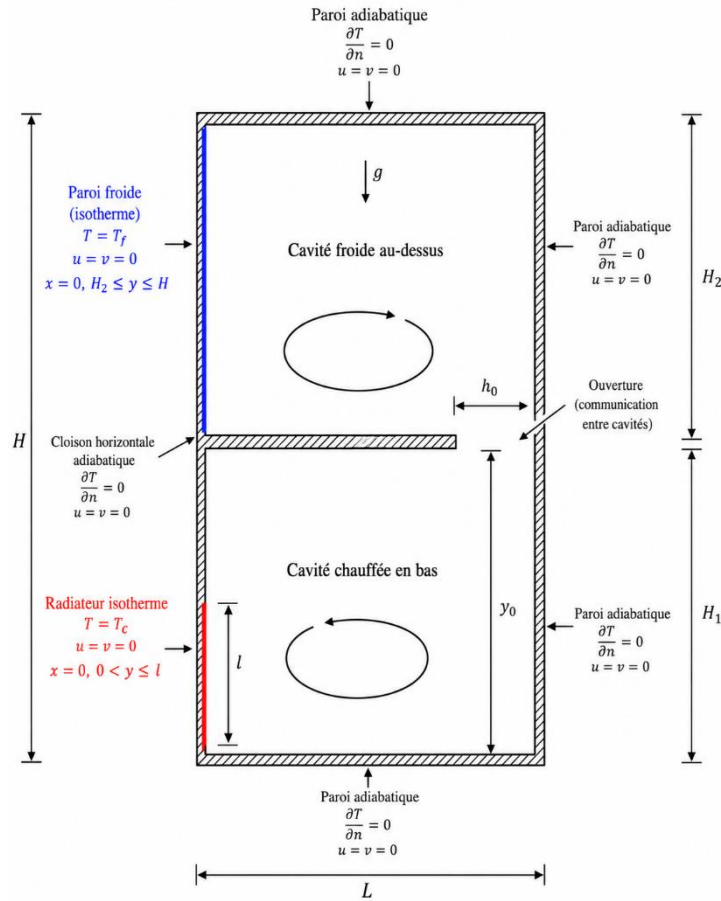


Fig 0.1: Modèle physique et conditions aux limites de la configuration 1

II.2.2. Configuration 2 : Cavités superposées verticalement dont la cavité supérieure est chauffée

La cavité supérieure contient un radiateur isotherme à une température T_c (condition de Dirichlet), installé en bas de sa paroi verticale gauche.

La cavité inférieure est complètement isolée, à l'exception de sa paroi gauche qui est froide ayant une température constante T_f .

La cloison horizontale séparant les deux cavités est considérée comme un milieu solide isolé et comporte une ouverture permettant la circulation du fluide et la communication entre les deux cavités.

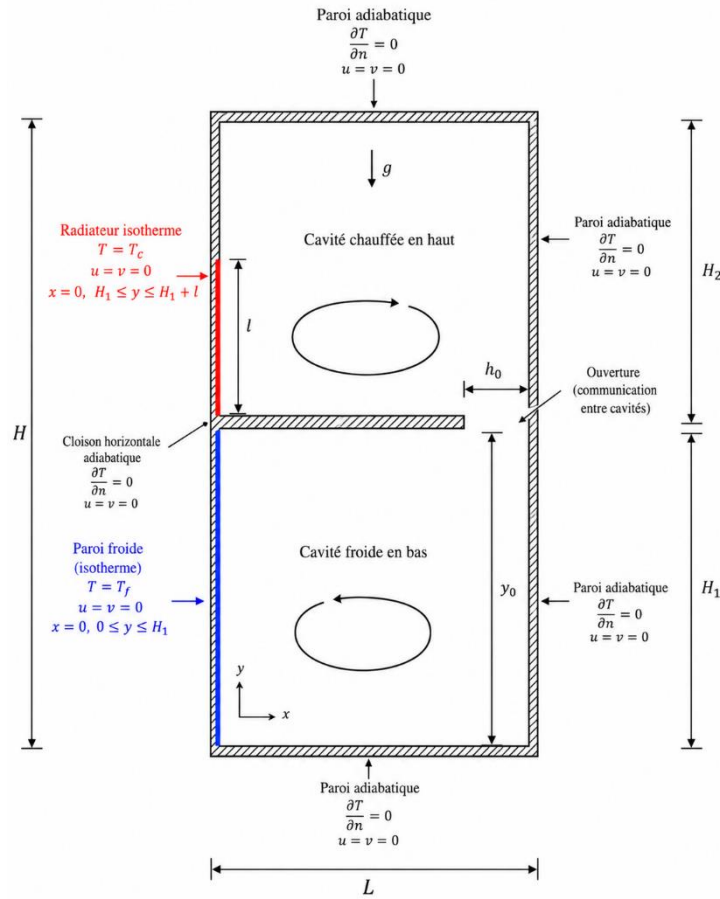


Fig 0.2: Modèle physique et conditions aux limites de la configuration 2

II.2.3. Configuration 3 : cavités adjacentes horizontalement avec ouverture inférieure dans la cloison.

La cavité droite est possédée une paroi verticale froide maintenue à une température isotherme T_f , tandis que la cavité gauche contient une source de chaleur avec une température isotherme chaude T_c , localisée dans la partie inférieure de sa paroi verticale gauche.

La cloison verticale séparant les deux cavités est considérée comme un milieu solide conducteur et comporte une ouverture inférieure permettant la circulation du fluide et la communication entre les deux cavités.

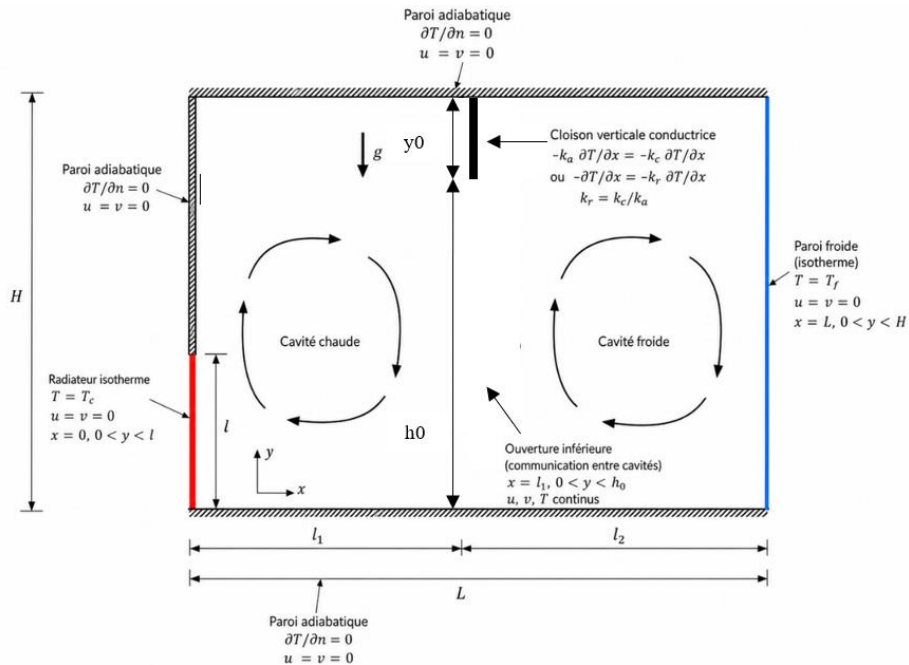


Fig 0.3: Modèle physique et conditions aux limites de la configuration 3

Où :

k_a : conductivité thermique de l'air

k_c : conductivité thermique de la cloison

II.2.4. Configuration 4 : cavités adjacentes horizontalement avec cloison et porte conductrice.

La cavité droite est soumise à une paroi verticale froide maintenue à une température isotherme T_f . La cavité gauche contient une source de chaleur ayant une température isotherme T_c , localisée dans la partie inférieure de sa paroi verticale gauche.

La cloison verticale séparant les deux cavités possédant une partie mobile comme une porte qui étant ouverte permet un transfert de masse et de chaleur (configuration 3) et étant fermée permet seulement un transfert de chaleur par conduction. La cloison et la porte sont considérées comme des milieux solides conducteurs.

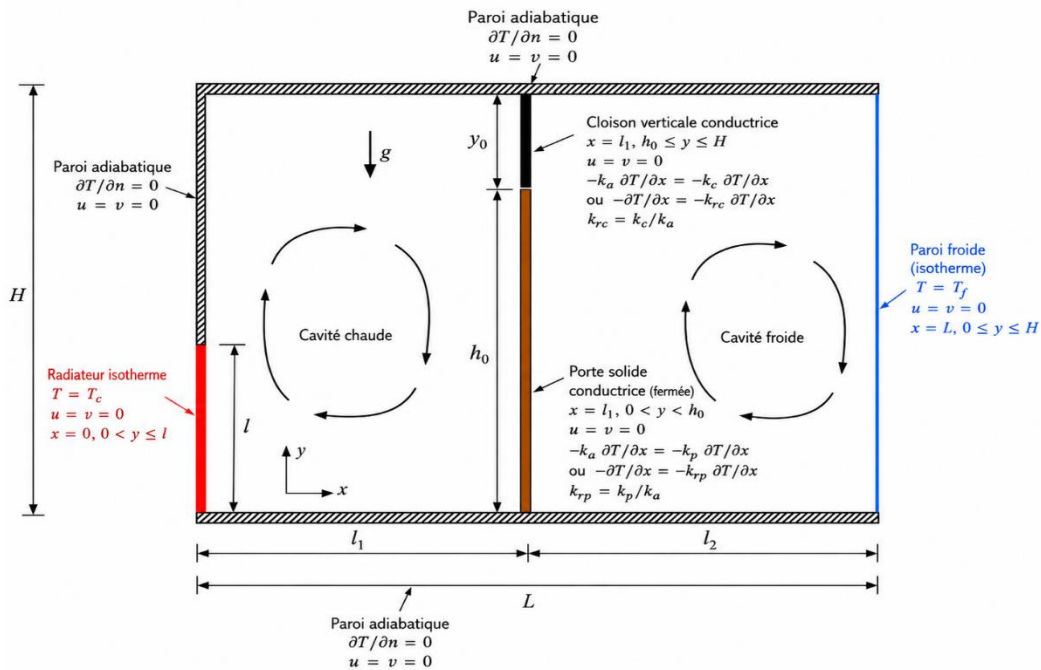


Fig 0.4: Modèle physique et conditions aux limites de la configuration 4

Où :

k_a : conductivité thermique de l'air

k_c : conductivité thermique de la cloison

k_p : conductivité thermique de la porte

II.3. Hypothèses simplificatrices

Les équations mathématiques régissant le phénomène de la convection naturel dans une cavité chauffée et une cavité adjacente non chauffée sont d'un degré de complexité élevé à cause de leur caractère non linéaire et couplé. Le traitement de ces équations dans leur état brut s'avère très ardu. Pour cette raison, certaines hypothèses

simplificatrices sont, par conséquent, admises le long de cette étude afin de rendre leur résolution possible. L'étude généralement basée sur les approximations et les hypothèses suivantes :

L'écoulement est supposé laminaire et permanent, ce qui signifie que les grandeurs physiques ne varient pas dans le temps et que le régime reste ordonné.

Le fluide est considéré comme newtonien et incompressible. Ainsi, la contrainte visqueuse est proportionnelle au taux de déformation et la masse volumique est supposée constante, sauf dans le terme de poussée d'Archimède.

L'écoulement est bidimensionnel, décrit dans un système de coordonnées cartésiennes (x,y) .

Le transfert de chaleur par rayonnement ainsi que la dissipation visqueuse sont négligés, leur contribution étant jugée faible par rapport aux mécanismes dominants de conduction et de convection.

Les propriétés thermo-physiques du fluide (viscosité, conductivité thermique, chaleur spécifique, etc.) sont supposées constantes, à l'exception de la masse volumique dont la variation avec la température est prise en compte à travers l'approximation de Boussinesq, afin de modéliser l'effet de flottabilité.

II.3.1. L'approximation de Boussinesq

Le mouvement des fluides en convection libre est régi par les variations de masse volumique et par la gravité. Par conséquent, l'hypothèse d'une masse volumique constante ne peut pas être retenue dans l'analyse des problèmes de convection libre. À la place, une simplification alternative appelée l'approximation de Boussinesq est utilisée.[4]

L'approche fondamentale de cette approximation consiste à traiter la masse volumique comme étant constante dans l'équation de continuité et dans le terme d'inertie de l'équation de la quantité de mouvement, autoriser la masse volumique à varier avec la température uniquement dans le terme de gravité.[33]

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (0.1)$$

où

(T_0, ρ_0) : est l'état thermodynamique de référence.

β : est le coefficient d'expansion volumique thermique, il est défini comme étant le rapport de variation relative de volume v sur la variation de la température T à pression constante p

$$\beta = \frac{\partial v/v}{\partial T} = \frac{1}{v} \frac{\partial v}{\partial T} \quad (0.2)$$

Pour une unité de masse volumique $v = \frac{1}{\rho}$, en remplaçant cette expression dans l'expression de β on aura :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p \quad (0.3)$$

Et pour un gaz parfait, l'expression du coefficient d'expansion volumique est donnée par :

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (0.4)$$

II.3.2. Equation gouvernantes

Le système d'équations régissant le phénomène de la convection naturelle au sein de la configuration géométrique étudiée repose sur les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.[33]

En tenant compte des hypothèses simplificatrices énoncées précédemment, les équations gouvernantes décrivant le phénomène de convection naturelle peuvent s'écrire, sous leur forme dimensionnelle, comme suit :

II.3.3. Équation de continuité

L'équation de continuité exprime la conservation de la masse pour une particule fluide en mouvement, qui est donnée, en coordonnées cartésiennes .[1]

Comme suit :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (0.5)$$

Où : u et v représente, respectivement, les composantes longitudinale et transversale de la vitesse.

II.3.4. Équations de quantité de mouvement

Les équations de quantité de mouvement expriment le bilan de quantité de mouvement d'une particule fluide, en coordonnées cartésiennes,[4] nous pouvons écrire :

Suivant la direction longitudinale (x) :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (0.6)$$

Suivant la direction transversale (y) :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_0) \quad (0.7)$$

Remarques importantes

u Et v sont les composantes de la vitesse selon les directions x et y .

ρ Est la masse volumique du fluide.

p Est la pression.

μ Est la viscosité dynamique.

g Est l'accélération de la pesanteur.

β Est le coefficient de dilatation thermique.

Le terme $-g\beta(T - T_0)$ représente la force de flottabilité issue de l'approximation de Boussinesq.

II.3.5. Equation d'énergie

À l'intérieur d'un écoulement, une particule de fluide échange de la chaleur par conduction avec les particules voisines pendant son mouvement. Elle échange également de la chaleur par rayonnement avec l'environnement [4], mais ce mode de transfert n'est pas abordé dans cet ouvrage.

Forme dimensionnelle comme suit :

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (0.8)$$

En introduisant la diffusivité thermique du fluide définie par :

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (0.9)$$

L'équation précédente peut être simplifiée et réécrite sous la forme suivante :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (0.10)$$

Cette expression met en évidence l'équilibre entre le transport convectif de la chaleur et sa diffusion par conduction au sein du fluide.

II.4. Mise sous forme adimensionnel des équations gouvernantes

La forme adimensionnelle des équations gouvernantes est utilisée dans le but de généraliser les résultats obtenus, elle permet aussi d'avoir une meilleure interprétation des résultats en faisant apparaître certains groupements adimensionnels, qui seront des paramètres de contrôle de problème étudié [34]. Il y a lieu de préciser que la résolution numérique des équations gouvernantes précédentes est réalisée moyennant le logiciel Fluent qui traite les équations sous leur forme dimensionnelle. Donc cette mise sous forme adimensionnelle va permettre une meilleure discussion des résultats et une meilleure compréhension des données de calculs à travers les valeurs des nombres et groupements adimensionnels, qui sont plus parlantes que les valeurs des grandeurs elles même. Afin de ramener les équations précédentes à une forme adimensionnelle, il est nécessaire de définir les changements de variable suivants :

$$Y = \frac{y}{H}, \quad X = \frac{x}{H}, \quad U = \frac{uL}{\alpha}, \quad V = \frac{vL}{\alpha}, \quad P = \frac{pL^2}{\rho_0 \alpha^2}, \quad \theta = \frac{T-T_0}{T_c-T_f} \quad (0.11)$$

En introduisant les variables adimensionnelles de l'équation (II.11) dans les équations gouvernantes, la forme adimensionnelle équations gouvernantes s'écrit comme suit :

II.4.1. Équation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (0.12)$$

II.4.2. Équation de quantité de mouvement suivant X

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (0.13)$$

II.4.3. Équation de quantité de mouvement suivant Y

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ra Pr \theta \quad (0.14)$$

II.4.4. Équation d'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (0.15)$$

II.5. Le nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt traduit l'intensité du transfert thermique à travers une couche de fluide sous l'effet de la convection, en comparaison avec le transfert par conduction seule dans cette même couche. Plus le nombre de Nusselt est élevé, plus la convection est efficace.[1]

$$Nu = \frac{hH}{k} \quad (0.16)$$

où :

h : coefficient de transfert thermique par convection ($W/m^2.K$)

H : longueur caractéristique

k : conductivité thermique du fluide ($W/m.K$)

L'étude des transferts de chaleur dans une cavité dont l'une des parois est soumise à une température T_c nécessite la détermination du taux de transfert de chaleur. Ce dernier est caractérisé par le nombre de Nusselt. [5]

a) Configuration (1)

Comme à l'interface ($x=0$, $0 < y \leq l$) Lorsque le transfert de chaleur s'effectue uniquement par conduction entre la paroi chaude et le fluide, la densité de flux thermique q peut être déterminée à partir de l'équation suivante, issue de la loi de Fourier.[1]

$$q = \left(-k \frac{dT}{dy} \right)_{x=0} \quad (0.17)$$

Où k représente la conductivité thermique du fluide et le signe (-) signifie que la chaleur se transmet dans le sens positif, c'est-à-dire, dans le sens de la diminution de la température.

La quantité de chaleur transmise par convection de la paroi chaude vers le fluide, peut être exprimée au moyen de l'équation suivante (Loi de Newton) [5] :

$$q = h(T_c - T_f) \quad (II.18)$$

En identifiant terme à terme les équations (0.18) et (0.19) on obtient l'expression du coefficient de transfert convectif, donnée par :

$$h = \frac{(-k \frac{dT}{dy})_{(x=0, 0 < y \leq l)}}{T_c - T_f} \quad (0.19)$$

Après avoir remplacé l'équation (0.20) dans l'équation (0.21), on aura l'expression du nombre de Nusselt donnée par :

$$Nu = \frac{-H(\frac{dT}{dy})_{(x=0, 0 < y \leq l)}}{(T_c - T_f)} \quad (0.20)$$

En introduisant les variables adimensionnelles, l'expression du nombre de Nusselt local s'écrit :

$$Nu = -\left(\frac{\partial \theta}{\partial Y}\right)_{(X=0, 0 < Y \leq l/H)} \quad (0.21)$$

Le nombre de Nusselt moyen est exprimé par l'intégrale suivant :

$$Nu_{moy} = \frac{1}{l} \int_0^l Nu. dy \quad (0.22)$$

Les expressions des nombres de Nusselt locaux et moyens dans le cas des deux autres configurations s'expriment comme suit :

b) Configuration (2)

$$Nu = \frac{-H(\frac{dT}{dy})_{(x=0, H_1 < y \leq (l+H_1))}}{(T_c - T_f)} = -\left(\frac{\partial \theta}{\partial Y}\right)_{(X=0, H_1/H < Y \leq (l+H_1)/H)} \quad (0.23)$$

$$Nu_{moy} = \frac{1}{l} \int_{H_1}^{(l+H_1)} Nu. dy \quad (0.24)$$

c) Configuration (3)

$$Nu = \frac{-H(\frac{dT}{dy})_{(x=0, 0 < y \leq l)}}{(T_c - T_f)} = -\left(\frac{\partial \theta}{\partial Y}\right)_{(X=0, 0 < Y \leq l/H)} \quad (0.25)$$

$$Nu_{moy} = \frac{1}{l} \int_0^l Nu. dy \quad (0.26)$$

d) Configuration (4)

$$Nu = \frac{-H \left(\frac{dT}{dy} \right)_{(x=0, 0 < y \leq l)}}{(T_c - T_f)} = - \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{(X=0, 0 < Y \leq l/H)} \quad (0.27)$$

$$Nu_{moy} = \frac{1}{l} \int_0^l Nu. dy \quad (0.28)$$

II.6. Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons présenté le domaine physique ainsi que les différentes configurations étudiées. Les équations gouvernantes régissant le problème de convection naturelle ont été établies sous leurs formes dimensionnelle et adimensionnelle, accompagnées des conditions aux limites correspondantes. Enfin, les nombres de Nusselt locaux et moyens relatifs aux quatre configurations considérées ont été déterminés.

Chapitre III

Résolution numérique

III.1. Introduction

Le modèle mathématique présenté au deuxième chapitre est constitué d'équations différentielles aux dérivées partielles décrivant le principe de conservation dans les phénomènes d'écoulement et de transfert de chaleur. La résolution analytique de ces équations étant généralement complexe, il est nécessaire de recourir à une méthode numérique adaptée. Ainsi, dans cette étude, la résolution du problème a été réalisée à l'aide du code de calcul FLUENT. Ce dernier est basé sur la méthode des volumes finis, qui permet de discrétiser les équations gouvernantes et de déterminer les différentes grandeurs physiques du problème.

III.2. Généralités sur la CFD

La dynamique des fluides numérique, souvent désignée par l'abréviation CFD (Computational Fluid Dynamics), représente aujourd'hui un outil essentiel dans l'analyse et la conception des systèmes faisant intervenir des écoulements de fluides. Son utilisation permet d'étudier des phénomènes physiques difficiles à traiter analytiquement, en particulier lorsque le domaine géométrique est complexe ou lorsque plusieurs mécanismes, comme l'écoulement et le transfert thermique, sont couplés.

Le choix d'une telle approche dépend principalement de la nature du problème étudié, du type de fluide, du régime d'écoulement, des propriétés thermophysiques et du caractère stationnaire ou instationnaire du phénomène. Dans le cadre de la CFD, le domaine physique est divisé en un ensemble de petits volumes de contrôle. Les équations de conservation sont ensuite appliquées sur chaque volume, ce qui permet d'obtenir une solution numérique approchée des champs de vitesse, de pression et de température.

Grâce au développement des méthodes numériques et à l'évolution des moyens de calcul, la CFD permet actuellement d'obtenir des résultats satisfaisants avec une bonne précision. Elle constitue donc un moyen efficace pour comprendre le comportement dynamique et thermique d'un écoulement, tout en réduisant le recours à des essais expérimentaux coûteux ou difficiles à mettre en œuvre.

III.3. Description de Gambit et de Fluent

La réalisation d'une simulation numérique nécessite généralement deux étapes complémentaires. La première correspond au prétraitement, durant lequel la géométrie du domaine est construite, le maillage est généré et les frontières sont définies. Cette étape est effectuée à l'aide du logiciel Gambit. La deuxième étape concerne la résolution numérique proprement dite, qui est réalisée sous Fluent après importation du maillage.

Dans cette étude, Gambit est utilisé pour créer les deux cavités adjacentes, l'une chauffée et l'autre non chauffée, et préparer le fichier de maillage au format compatible avec Fluent. Le logiciel Fluent est ensuite employé pour résoudre les équations gouvernantes du problème et pour visualiser les résultats obtenus.

III.3.1. Gambit

Gambit est un logiciel de prétraitement destiné à la construction des géométries et à la génération des maillages utilisés dans les simulations numériques. Il permet de réaliser des domaines bidimensionnels ou tridimensionnels, simples ou complexes, et de choisir le type de maillage le mieux adapté à la géométrie étudiée. Il offre aussi la possibilité de définir les différentes frontières du domaine, telles que l'entrée, la sortie et les parois.

Dans le présent travail, Gambit sert à représenter les quatre configurations géométriques étudiées. Après la création de la géométrie, le domaine est maillé puis les conditions aux limites sont nommées afin d'être reconnues ultérieurement par Fluent. Les principales étapes d'utilisation de Gambit sont présentées ci-dessous.

1) Interface de Gambit

Après le lancement du logiciel, l'interface principale de Gambit apparaît. Elle contient plusieurs zones de travail permettant à l'utilisateur de construire la géométrie, de contrôler l'affichage, de générer le maillage et de définir les frontières du domaine de calcul.

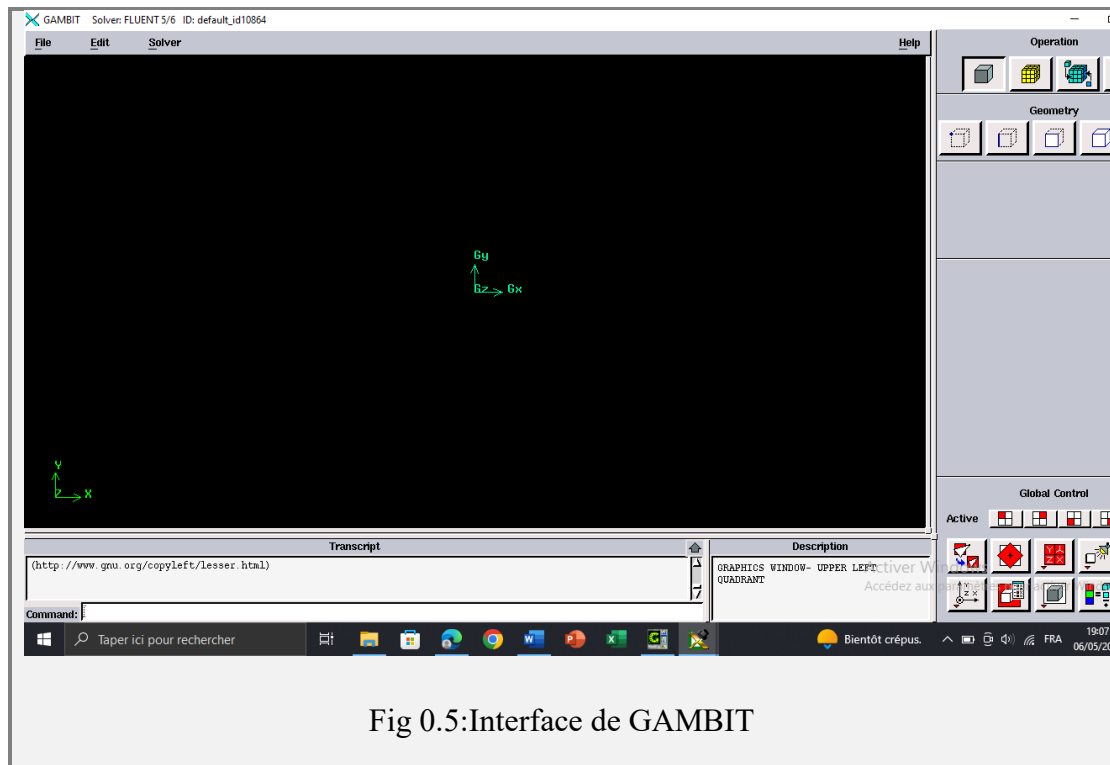


Fig 0.5:Interface de GAMBIT

2) Fenêtre d'outils d'opération

La fenêtre d'outils d'opération regroupe les principales commandes nécessaires à la préparation du domaine numérique. Chaque icône correspond à une fonction précise, comme la création de la géométrie, la génération du maillage ou l'attribution des conditions aux limites. Cette organisation permet de suivre les étapes de construction du modèle de manière progressive.

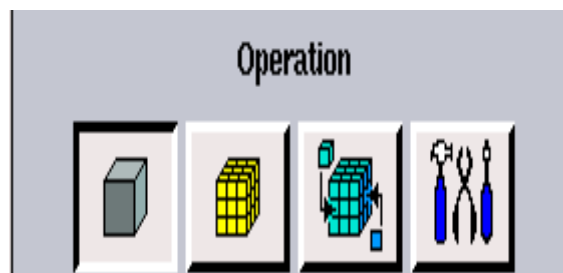


Fig 0.6:Fenêtre d'outils d'opération

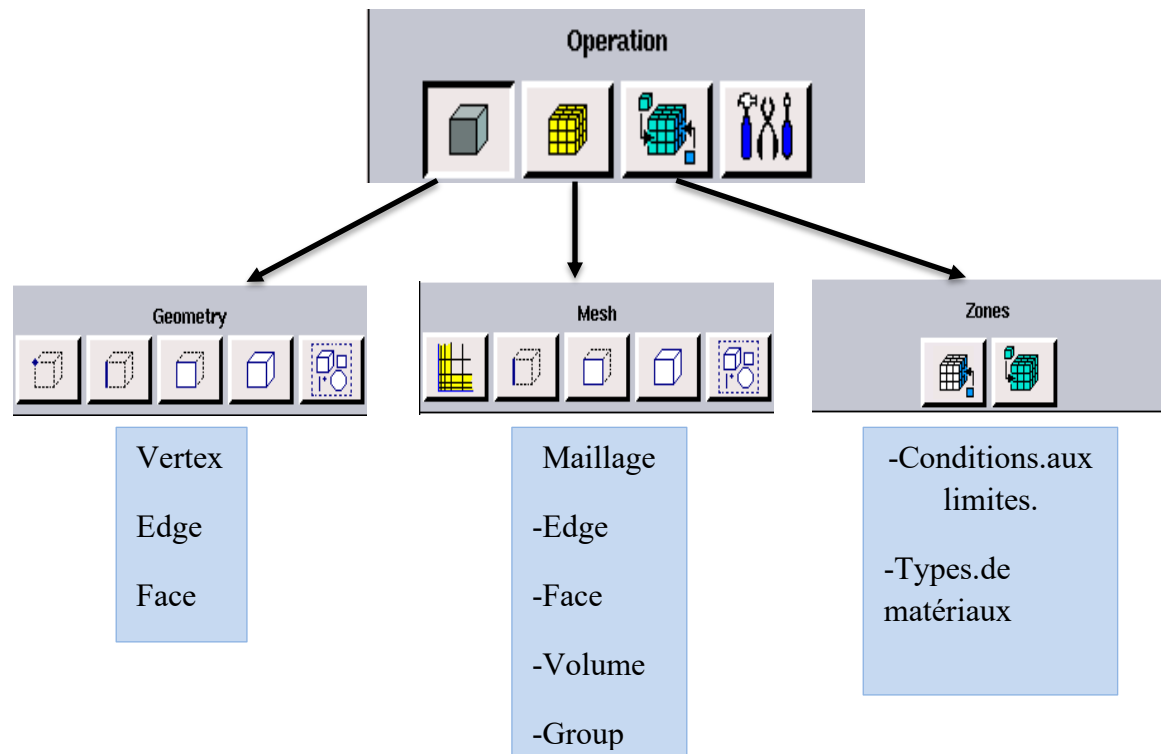


Fig 0.7:Détail des principaux menus

3) Construction de la géométrie

La construction de la géométrie commence par la création des points qui définissent les limites du domaine. Ces points sont ensuite reliés par des lignes afin de former les contours des deux cavités adjacentes. À partir de ces contours, une surface représentant la zone occupée par le fluide est créée. Cette étape doit être effectuée avec soin, car la précision de la géométrie influence directement la qualité du maillage.

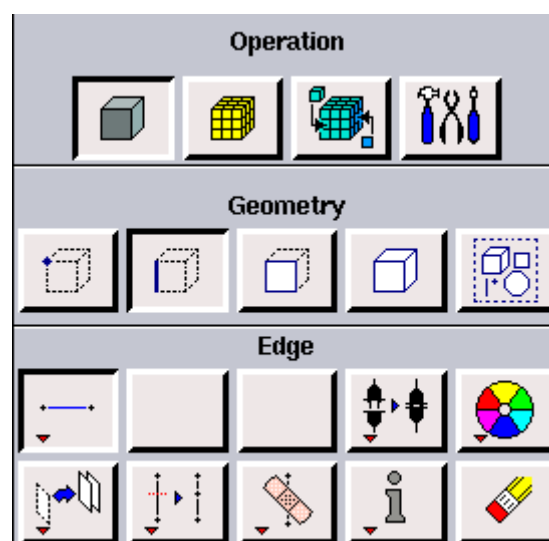


Fig 0.8:Construction de la géométrie

4) Génération du maillage

Le maillage consiste à subdiviser le domaine de calcul en plusieurs cellules ou volumes de contrôle. Cette opération est indispensable pour appliquer la méthode numérique utilisée par Fluent. Un maillage suffisamment raffiné permet de mieux représenter les variations des grandeurs physiques, notamment dans les zones où les gradients de vitesse et de température sont importants.

Le choix du maillage doit cependant rester équilibré. Un maillage très fin améliore généralement la précision, mais il augmente également le temps de calcul. Il est donc nécessaire de choisir une grille adaptée au problème étudié.

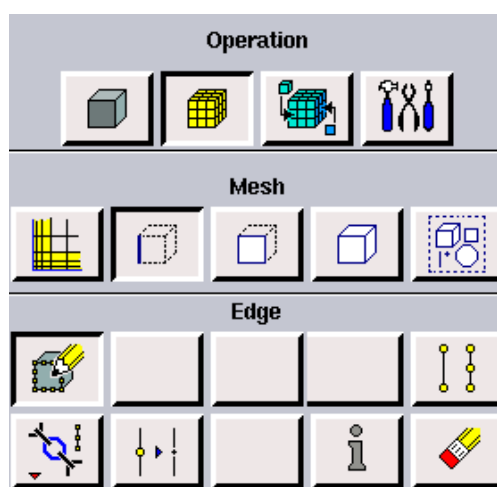


Fig 0.9: Génération de maillage

5) Incorporation des conditions aux limites

La résolution numérique des équations gouvernantes nécessite la définition des conditions aux limites sur chaque frontière du domaine. Gambit permet de nommer les différentes limites physiques du problème, comme la paroi chauffée, les parois adiabatiques et la paroi séparant les deux cavités. Ces noms seront ensuite utilisés sous Fluent pour imposer les valeurs physiques correspondantes.

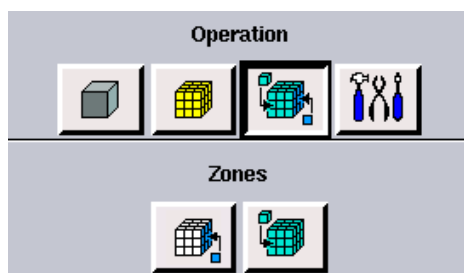


Fig 0.10:: Incorporation des conditions aux limites

6) Boutons d'outils

Les boutons d'outils permettent d'accéder rapidement à certaines commandes utiles, telles que le choix du système de coordonnées, le contrôle de l'affichage ou d'autres opérations spécifiques liées à la géométrie et au maillage. Ils facilitent ainsi la manipulation du domaine pendant la phase de prétraitement.

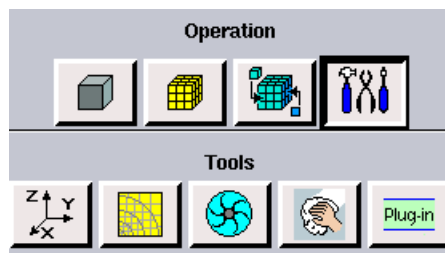


Fig 0.11:Barre d'outils

7) Fenêtre de contrôle global

La fenêtre de contrôle global permet de gérer l'orientation du domaine, l'affichage, l'éclairage et certaines opérations de vérification du maillage. Elle constitue un outil pratique pour examiner la géométrie et détecter d'éventuelles erreurs avant l'exportation du fichier vers Fluent.

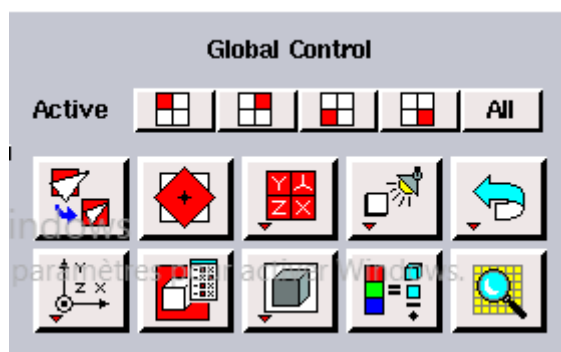


Fig 0.12:Fenêtre de contrôle global

8) Exportation du maillage de Gambit

Lorsque la géométrie est construite, que le maillage est généré et que les frontières sont correctement définies, le fichier doit être enregistré puis exporté sous le format.msh. Ce format permet à Fluent de lire le maillage et de reconnaître les différentes zones du domaine de calcul.

L'enregistrement du fichier permet de conserver la session de travail, tandis que l'exportation du maillage permet de préparer le fichier nécessaire à la simulation. Pour un domaine bidimensionnel, il faut choisir l'option d'exportation du maillage 2D, puis sélectionner le répertoire de sauvegarde approprié.

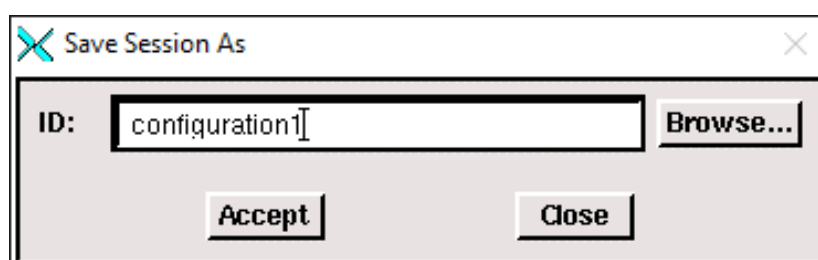


Fig 0.13:Enregistrement du fichier

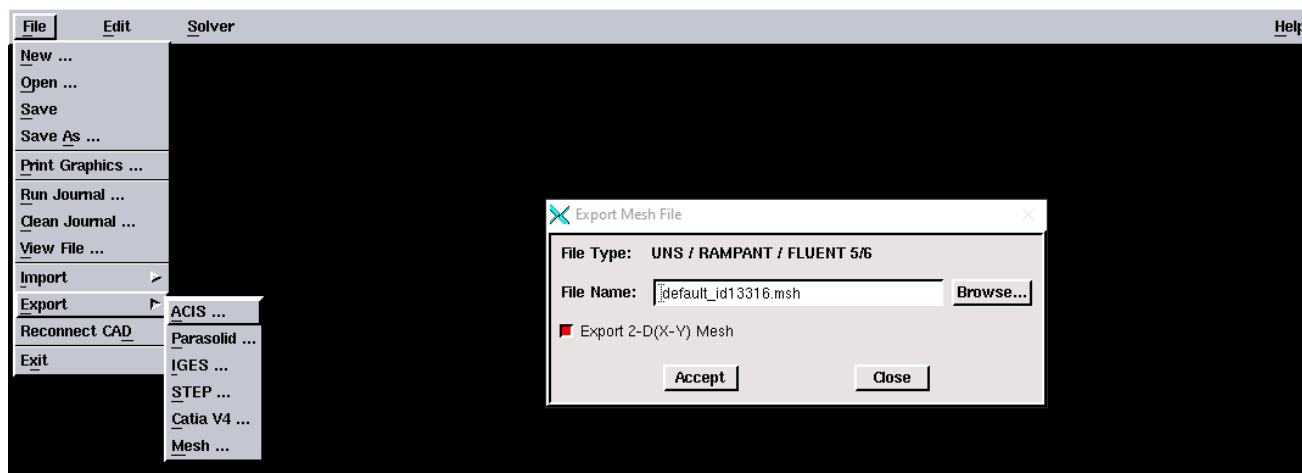


Fig 0.14:Exportation du maillage

III.3.2. Fluent

Fluent est un code de calcul utilisé pour la modélisation numérique des écoulements de fluides ainsi que des transferts de chaleur et de masse. Il repose sur la méthode des volumes finis, qui consiste à intégrer les équations gouvernantes sur chaque volume de contrôle du maillage. Cette méthode permet de transformer les équations différentielles en un système d'équations algébriques résolu de façon itérative.

Fluent peut être utilisé pour plusieurs types de problèmes, comme les écoulements compressibles ou incompressibles, stationnaires ou instationnaires, laminaires ou turbulents. Il permet également de définir les propriétés du fluide, d'activer les modèles physiques nécessaires et d'introduire les conditions aux limites adaptées au problème étudié.

Dans cette étude, Fluent est employé pour résoudre le problème de convection naturelle et de propagation de chaleur entre une cavité chauffée et une cavité adjacente non chauffée. Le fluide est considéré incompressible, le régime est laminaire et l'équation de l'énergie est activée afin de prendre en compte le transfert thermique.

1) Interface du code Fluent

Au démarrage de Fluent, plusieurs versions peuvent être choisies selon la nature du problème à traiter. Les options principales sont 2D, 2D double précision, 3D et 3D double précision. Dans le cas présent, la géométrie étant bidimensionnelle, la version 2D est suffisante pour effectuer le calcul.

- 2D : résolution en deux dimensions.
- 2DDP : résolution en deux dimensions avec double précision.
- 3D : résolution en trois dimensions.
- 3DDP : résolution en trois dimensions avec double précision.

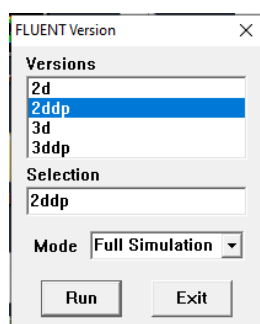


Fig 0.15: Type de résolution

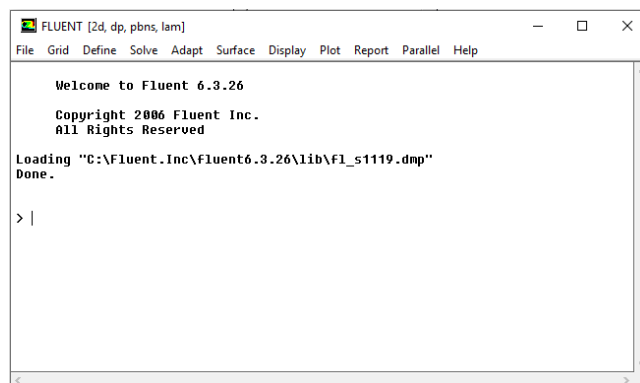


Fig 0.16:Interface Fluent

L'utilisation de Fluent se fait généralement en suivant l'ordre des menus. Les étapes commencent par l'importation du maillage, puis la vérification de la grille, la définition des modèles physiques, l'introduction des propriétés du fluide et des conditions aux limites, avant l'initialisation et le lancement du calcul.

2) Importation de la géométrie (*.msh)

La première étape consiste à importer le fichier de maillage généré précédemment sous Gambit. Ce fichier, portant l'extension. msh, contient la géométrie, le maillage et les noms des différentes frontières. L'importation se fait à partir du menu **File, puis Read et Case.**

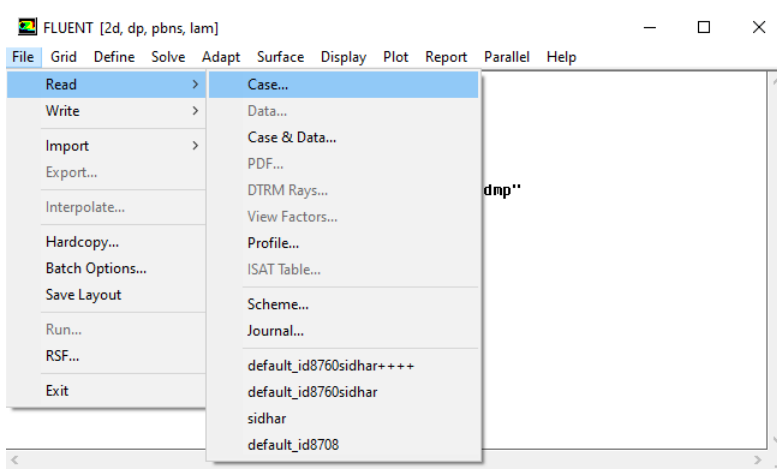


Fig 0.17:Importation de la géométrie

3) Vérification du maillage importé

Après l'importation, le maillage doit être vérifié afin de s'assurer qu'il ne contient pas d'erreurs. Cette vérification permet de détecter les problèmes de connectivité, les

cellules incorrectes ou les défauts de jointure entre les différentes parties du domaine. Elle se fait à partir de l'option **Grid** puis **Check**.

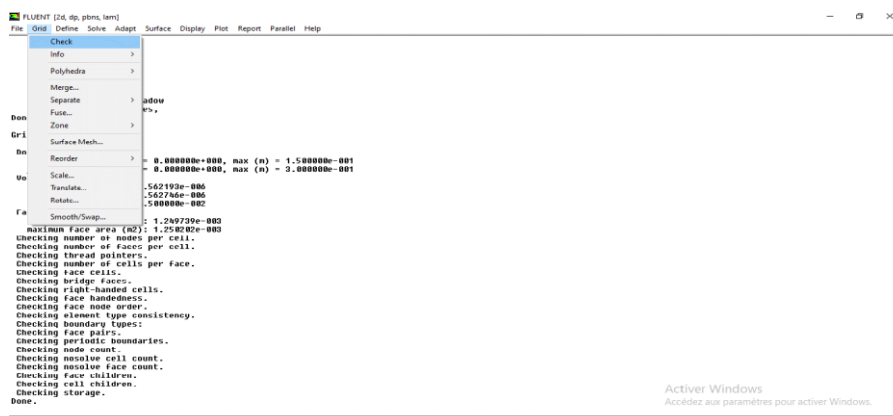


Fig 0.18:Vérification du maillage sous Fluent

4) Vérification de l'échelle

La vérification de l'échelle est une étape importante, car les résultats numériques dépendent directement des dimensions réelles du domaine. Une mauvaise échelle peut modifier la valeur des grandeurs physiques et conduire à une interprétation incorrecte des phénomènes étudiés. Cette opération est réalisée à partir de **Grid** puis **Scale**.

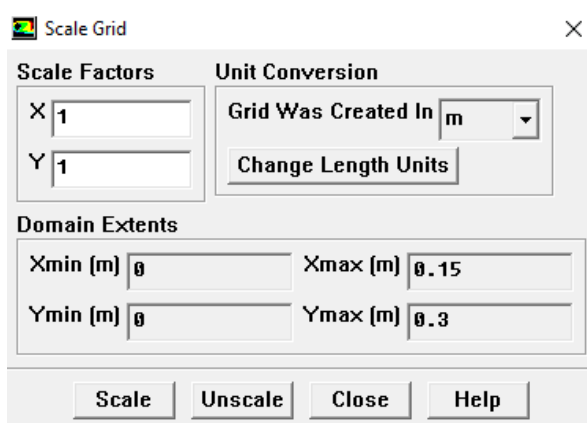


Fig 0.19:Vérification des unités

5) Lissage du maillage (Smooth/Swap Grid)

Le lissage du maillage permet d'améliorer la qualité des cellules et de réduire les éventuelles distorsions. Dans Fluent, les opérations Smooth et Swap peuvent être utilisées afin d'optimiser la grille importée. Cette étape contribue à améliorer la stabilité du calcul et la qualité de la convergence.

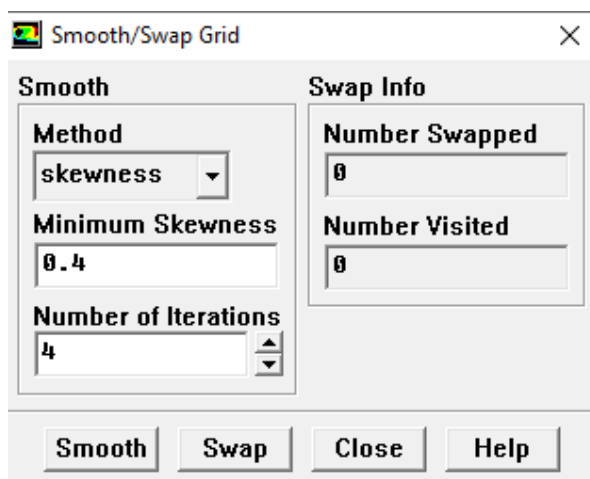


Fig 0.20:Lissage du maillage

6) Définition des paramètres de calcul

Après la vérification du maillage, il faut définir les paramètres de calcul. Cette étape permet de choisir les modèles physiques adaptés au problème étudié, notamment le type de solveur, le régime d'écoulement et l'activation éventuelle de l'équation de l'énergie.

7) Choix du solveur

Le choix du solveur dépend du type de problème à résoudre. Dans cette étude, l'écoulement est considéré bidimensionnel, laminaire, incompressible et stationnaire. Le solveur est donc sélectionné de façon à être compatible avec ces hypothèses. Cette opération est effectuée à partir du menu Define, Models, puis Solver.

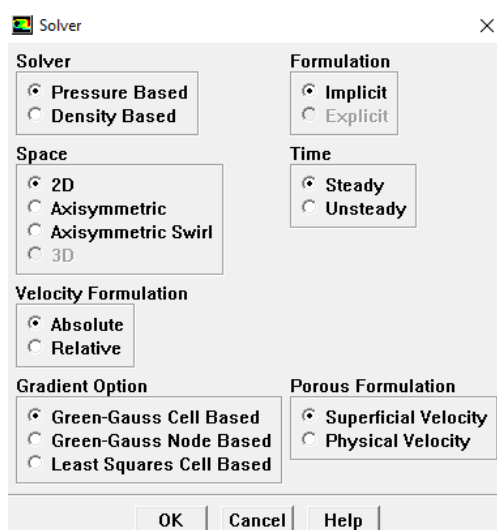


Fig 0.21:Choix du solveur sous Fluent

8) Définition du régime d'écoulement

Fluent propose plusieurs modèles d'écoulement, tels que le modèle non visqueux, laminaire ou turbulent. Dans le cas présent, le régime est supposé laminaire, conformément aux hypothèses adoptées dans la modélisation mathématique. Le choix du régime s'effectue à partir du menu Define, Models, puis Viscous.

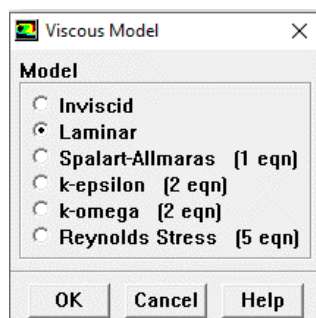


Fig 0.22: Choix du modèle de turbulence

9) L'équation de l'énergie

Comme le problème étudié fait intervenir un transfert thermique, l'équation de l'énergie doit être activée. Cette équation permet de calculer le champ de température dans le fluide et d'analyser les échanges de chaleur entre la paroi chaude et l'écoulement. Son activation est réalisée à partir de Define, Models, puis Energy.

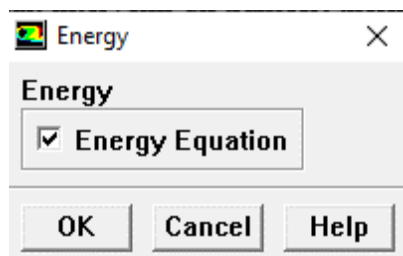


Fig 0.23: Equation de l'énergie

10) Définition des caractéristiques du matériau

Les propriétés thermophysiques du fluide sont ensuite introduites dans Fluent. Il s'agit notamment de la masse volumique, de la viscosité dynamique, de la chaleur spécifique et de la conductivité thermique. Pour prendre en compte les effets de flottabilité dans le cadre de la convection naturelle, la masse volumique peut être définie selon l'approximation de Boussinesq.

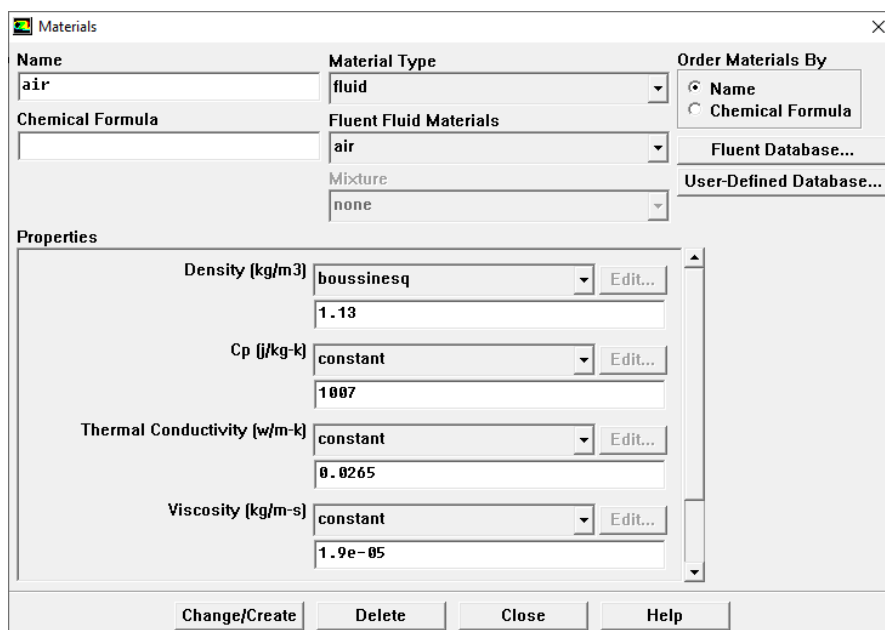


Fig 0.24:Définition des caractéristiques du fluide

11) Définition des conditions opératoires

Les conditions opératoires permettent de fixer certains paramètres globaux de la simulation, comme la pression de référence et la gravité. Dans le cas de la convection naturelle, l'activation de la gravité est nécessaire, car elle intervient dans la force de flottabilité responsable du mouvement du fluide.

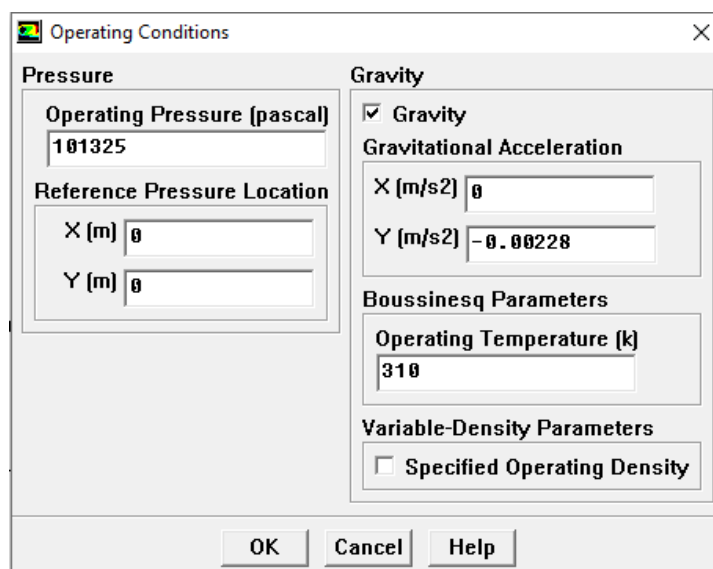


Fig 0.25:Choix des conditions opératoires

12) Contrôle de la solution

Le contrôle de la solution permet de choisir les schémas de discrétisation et les paramètres de résolution. Le couplage entre la pression et la vitesse peut être assuré par l'algorithme SIMPLE. Les facteurs de sous-relaxation peuvent également être ajustés pour améliorer la stabilité de la convergence.

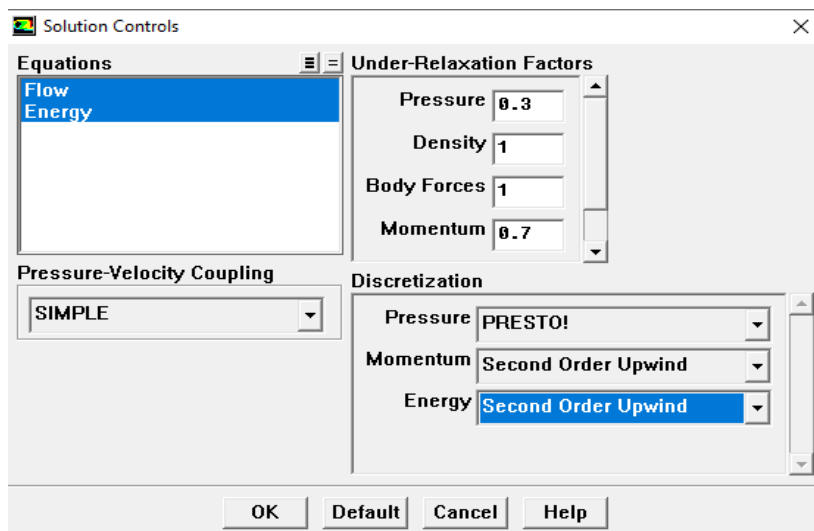


Fig 0.26: Choix d'ordre des équations et de l'algorithme

13) Choix des critères de convergence

La convergence est suivie à travers l'évolution des résidus des équations de conservation. Fluent permet d'afficher ces résidus sous forme de courbes au cours des itérations. Une solution peut être considérée comme convergée lorsque les résidus diminuent et atteignent des valeurs suffisamment faibles, et lorsque les grandeurs physiques étudiées deviennent stables.

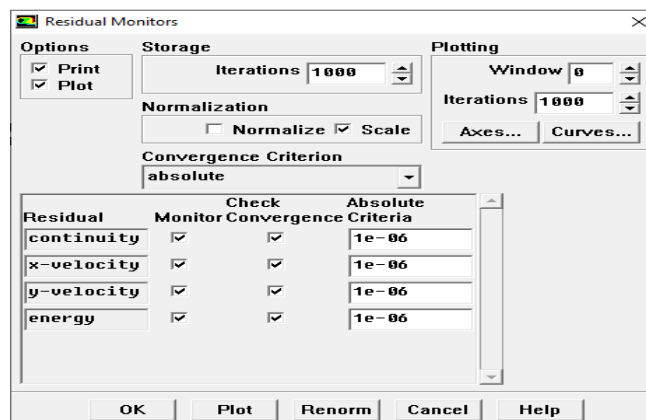


Fig 0.27: Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence

14) Initialisation

L'initialisation consiste à attribuer des valeurs de départ aux différentes variables de calcul, comme la vitesse, la pression et la température. Cette étape est nécessaire avant le lancement des itérations, car elle fournit au solveur un état initial à partir duquel la solution va évoluer.

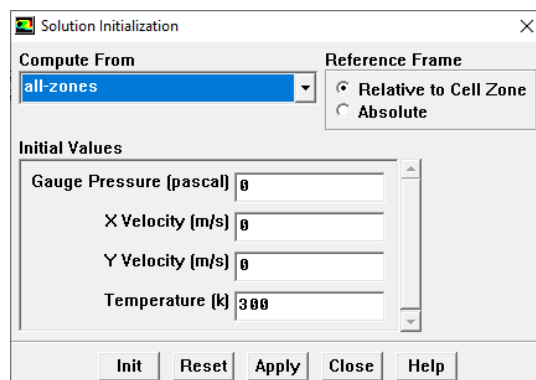


Fig 0.28:Initialisation des calculs

15) Sauvegarde du fichier *.cas

Après la définition complète des paramètres de simulation, il est conseillé de sauvegarder le fichier sous le format .cas. Cette sauvegarde permet de conserver tous les réglages effectués et d'éviter de refaire le paramétrage en cas d'arrêt ou de problème durant le calcul.

16) Lancement du calcul

Le calcul est lancé après le choix du nombre d'itérations. Fluent résout alors les équations de manière itérative jusqu'à ce que les critères de convergence soient satisfaits. Lorsque la convergence est atteinte, les résultats peuvent être exploités à l'aide des outils de post-traitement disponibles dans le logiciel.

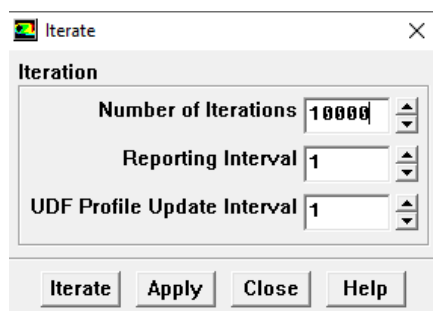


Fig 0.29: Choix du nombre des itérations

Après convergence, les résultats peuvent être visualisés à travers plusieurs options. Le menu Display permet d'afficher les contours de température, les lignes de courant et les vecteurs de vitesse. L'option Surface permet de créer des lignes ou des surfaces de visualisation dans le domaine. Le menu Plot sert à tracer les profils des grandeurs physiques, tandis que le menu Report permet de calculer des valeurs moyennes ou intégrales, comme le nombre de Nusselt moyen sur la paroi chauffée.

III.4. Les différentes étapes pour l'étude numérique de la convection naturelle entre une cavité chauffée et une cavité adjacente non chauffée

L'étude numérique de la convection naturelle entre une cavité chauffée et une cavité adjacente non chauffée se fait en plusieurs étapes. Elle commence par la définition du problème physique, puis la création de la géométrie, la génération du maillage, l'introduction des conditions aux limites et enfin la résolution sous Fluent. Cette démarche permet d'obtenir les champs dynamique et thermique nécessaires à l'analyse de la propagation de chaleur.

III.4.1. Positionnement du problème

Le domaine étudié est constitué de deux cavités adjacentes : une cavité chauffée et une cavité non chauffée. Le fluide contenu dans les cavités est initialement au repos. Le mouvement du fluide est engendré par les forces de flottabilité dues à la différence de température entre la zone chauffée et la zone non chauffée. Une paroi de la cavité chauffée est maintenue à une température supérieure, tandis que les autres parois sont supposées adiabatiques. Dans cette partie, la première configuration est représentée à titre d'exemple ; les autres configurations peuvent être traitées de la même manière en changeant uniquement la position de la paroi chauffée.

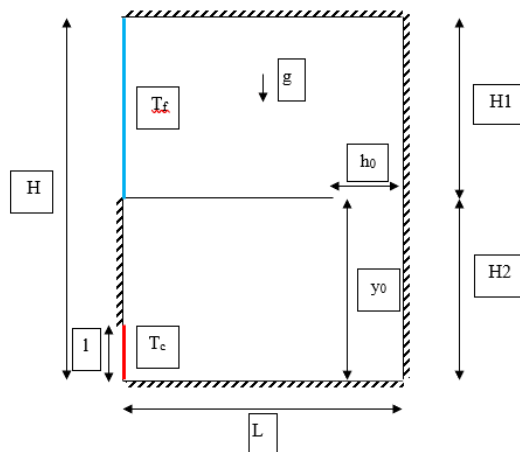


Fig 0.30: Géométrie du problème

III.4.2. Création de la géométrie et du maillage sur Gambit

La géométrie est réalisée sous Gambit en introduisant les coordonnées des différents points qui délimitent les deux cavités adjacentes. Ces points sont reliés entre eux afin de former les segments de contour, puis une surface de calcul est créée. Le maillage est ensuite généré sur l'ensemble du domaine avec une précision adaptée aux zones importantes, notamment la cavité chauffée, la cavité non chauffée et la paroi séparatrice.

Une fois le maillage obtenu, les frontières sont nommées afin de permettre leur identification dans Fluent. Cette étape prépare le domaine pour l'application des conditions aux limites et pour la résolution numérique.

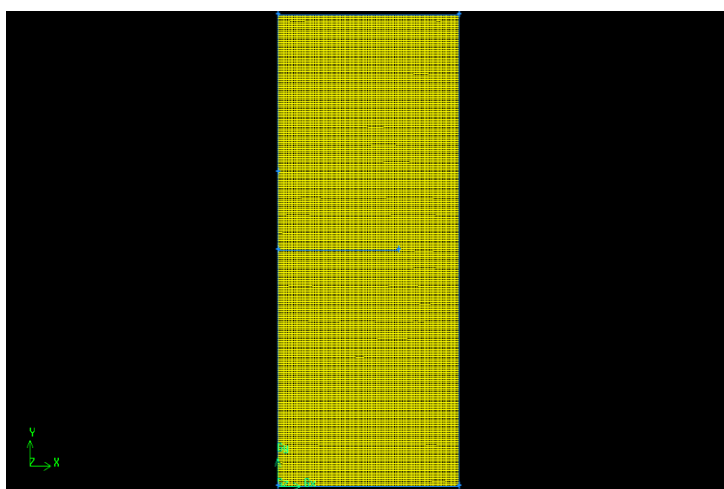


Fig 0.31: Géométrie et maillage sur Gambit

III.4.3. Implémentation des conditions aux limites

Après la création de la géométrie et du maillage, les conditions aux limites sont définies selon la nature de chaque frontière. Comme il s'agit d'un problème de convection naturelle dans un domaine fermé, il n'y a pas de condition d'entrée ou de sortie du fluide. Les limites du domaine sont donc définies principalement comme des parois solides.

Les parois solides des deux cavités sont définies comme Wall. Pour le champ dynamique, la condition de non-glissement est appliquée, ce qui signifie que la vitesse du fluide au contact de la paroi est nulle. Pour le champ thermique, la paroi chaude reçoit une température imposée, tandis que les autres parois sont considérées adiabatiques. La propagation de chaleur vers la cavité adjacente non chauffée est ensuite étudiée à travers les champs de température et d'écoulement obtenus.

Après avoir défini la géométrie, le maillage et les conditions aux limites sous Gambit, le fichier est sauvegardé puis exporté au format. msh afin d'être utilisé dans Fluent.

III.4.4. Les étapes de simulation sous Fluent

Après le lancement de Fluent, la version 2D est choisie puisque le problème étudié est bidimensionnel. La procédure de simulation peut être résumée comme suit :

1. Lire le fichier de maillage à partir du menu File, Read, puis Case, et sélectionner le fichier. msh généré sous Gambit.
2. Vérifier l'échelle du domaine à l'aide de Grid, puis Scale, afin de confirmer que les dimensions sont exprimées en mètres.
3. Définir le solveur et choisir un écoulement bidimensionnel en régime permanent.
4. Sélectionner le régime laminaire dans le menu des modèles visqueux.
5. Activer l'équation de l'énergie pour prendre en compte le transfert thermique.
6. Définir les propriétés du fluide et introduire le modèle de Boussinesq pour la masse volumique afin de prendre en compte les forces de flottabilité.
7. Définir les conditions opératoires et activer la gravité dans la direction appropriée.

8. Introduire les valeurs des conditions aux limites pour chaque paroi du domaine : paroi chauffée, parois adiabatiques et paroi de séparation entre les deux cavités.
9. Choisir les schémas de discrétisation et l'algorithme de couplage pression-vitesse, par exemple SIMPLE.
10. Initialiser les variables, fixer le nombre d'itérations, lancer le calcul et suivre l'évolution des résidus jusqu'à la convergence.

Lorsque la convergence est obtenue, les résultats sont exploités sous forme de contours, d'isothermes, de lignes de courant, de vecteurs de vitesse et de profils. Ces résultats permettent d'analyser l'évolution de l'écoulement naturel et du transfert thermique entre la cavité chauffée et la cavité adjacente non chauffée.

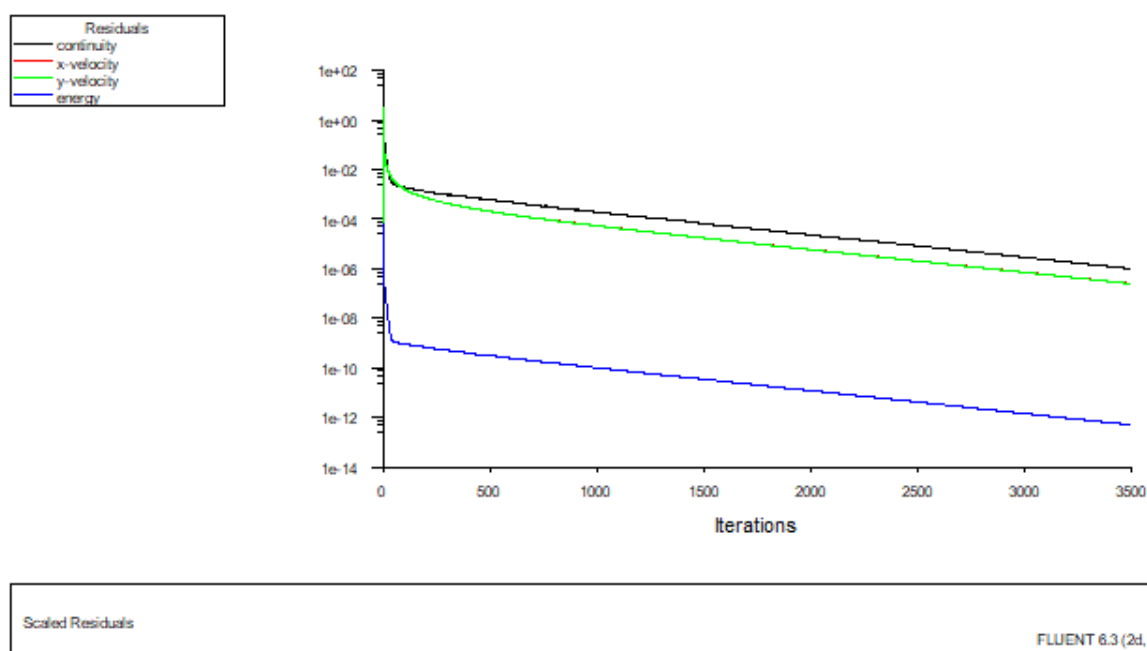


Fig 0.32: Evolution des résidus des équations de continuité, d'énergie et de quantité de mouvement pour $Ra=104$

III.5. Conclusion

Dans ce chapitre, la procédure numérique utilisée pour étudier la convection naturelle et la propagation de chaleur entre une cavité chauffée et une cavité adjacente non

chauffée a été présentée. La préparation du domaine de calcul a été réalisée sous Gambit, à travers la construction de la géométrie, la génération du maillage, la définition des frontières et l'exportation du fichier au format. msh.

La résolution du problème a ensuite été effectuée sous Fluent en utilisant la méthode des volumes finis. Les étapes de calcul, depuis l'importation du maillage jusqu'au lancement des itérations et à la visualisation des résultats, ont été détaillées. Cette démarche permet d'obtenir les champs de vitesse et de température ainsi que les grandeurs nécessaires à l'analyse du transfert de chaleur, notamment le nombre de Nusselt.

Chapitre IV

Résultats Et Interprétations

IV.1. Introduction

Nous allons présenter, le long de ce chapitre, les principaux résultats découlant de l'étude numérique de la convection naturelle dans un système de cavités communicantes. Une étude de la sensibilité au maillage ainsi qu'une validation des résultats par rapport à la littérature seront abordées pour garantir la précision de nos simulations.

L'objectif principal consiste à analyser l'influence des paramètres de contrôle, tels que le nombre de Rayleigh (Ra) et la configuration géométrique des enceintes, sur le comportement du fluide et l'efficacité du transfert thermique. Nous porterons une attention particulière à l'impact du positionnement du radiateur (paroi chaude) et de la paroi froide, ainsi qu'à l'effet des cloisons internes sur les champs dynamique et thermique.

Les résultats seront présentés et discutés à travers les lignes de courant, les isothermes, ainsi que l'évolution des nombres de Nusselt locaux, permettant ainsi de caractériser l'intensité des échanges de chaleur au sein des différentes configurations étudiées.

IV.2. Étude de la sensibilité du maillage

Afin de garantir la fiabilité et la précision des résultats numériques obtenus, une étude de la sensibilité du maillage a été réalisée. Pour cela, plusieurs maillages structurés et uniformes ont été considérés, à savoir : 75×150 , 90×180 , 120×240 et 150×300 .

Dans un premier temps, les profils de la vitesse horizontale et verticale ont été tracés en fonction des ordonnées (Y) au niveau de l'ouverture de la cloison, comme illustré respectivement sur les **Fig IV.1** et **Fig IV.2** pour un nombre de Rayleigh $Ra = 10^4$. On observe que les différentes courbes correspondant aux différents maillages sont pratiquement confondues, ce qui indique une faible influence du raffinement du maillage sur la distribution des vitesses. Cette superposition des profils confirme que la solution numérique est indépendante du maillage choisi.

Par ailleurs, une analyse quantitative a été effectuée à travers le calcul du nombre de Nusselt moyen (Nu_{moy}) au niveau de la paroi verticale de la cavité pour différents nombres de Rayleigh : $Ra = 10^4$, 10^5 et 10^6 , comme présenté dans le **tableau IV.1**. Les

résultats montrent que l'écart relatif entre les différentes grilles reste très faible, avec une erreur maximale inférieure à 1.13 %.

En particulier, la grille la plus fine (150×300) a été prise comme référence. On constate que les maillages intermédiaires, notamment 120×240 , donnent des résultats très proches avec une erreur inférieure à 0.3 % pour tous les cas étudiés. Cela démontre que ce maillage offre un bon compromis entre précision et coût de calcul.

Par conséquent, le maillage 120×240 a été retenu pour la suite des simulations, puisqu'il permet d'obtenir des résultats fiables tout en réduisant le temps de calcul.

En conclusion, cette étude confirme que les résultats numériques obtenus sont indépendants du maillage et que la solution est convergée et stable.

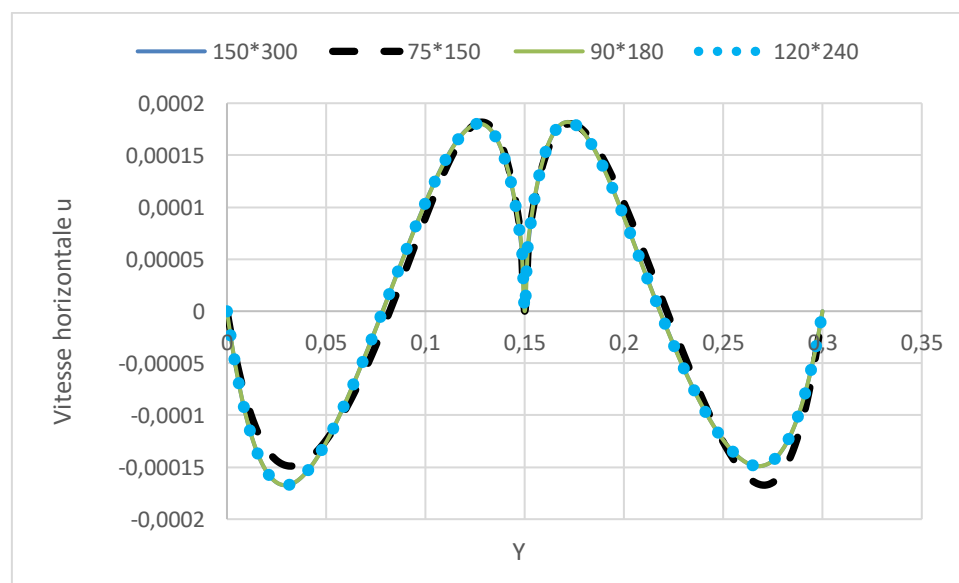


Fig 0.33: Profil de la vitesse horizontale en fonction des ordonnées à travers l'ouverture de la cloison $x=0.1$ pour $Ra=10^4$

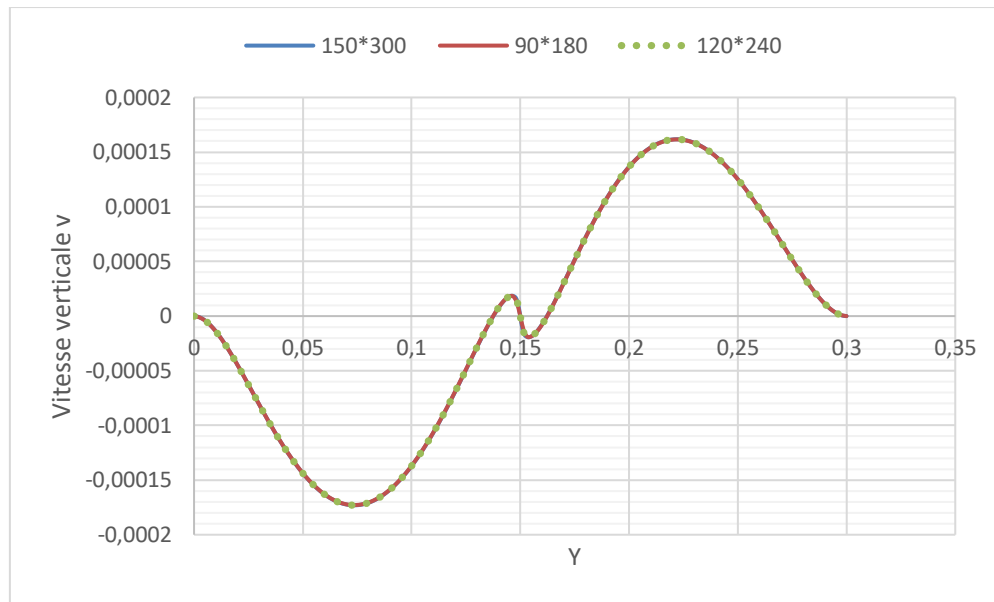


Fig 0.34: Profil de la vitesse verticale en fonction des ordonnées à travers l'ouverture de la cloison $x=0.1$ pour $Ra=10^4$

	150×300	120×240		90×180		75×150	
	Nu_{moy}	Nu_{moy}	Erreure %	Nu_{moy}	Erreure %	Nu_{moy}	Erreure %
$Ra = 10^4$	1.8262	1.8210	0.28	1.8125	0.75	1.8056	1.13
$Ra = 10^5$	3.1244	3.1153	0.29	3.1006	0.76	3.0890	1.13
$Ra = 10^6$	5.9558	5.9429	0.22	5.9231	0.55	5.9085	0.79

Tableau 0.1: Effet du maillage sur les valeurs de Nusselt moyen au niveau de la paroi verticale chaude.

IV.3. Validation du code numérique

La validation du modèle numérique constitue une étape essentielle afin de garantir la fiabilité et la précision des résultats obtenus dans cette étude. Pour ce faire, une comparaison a été réalisée avec les résultats de référence présentés dans l'article de **Khan et Yao** intitulé "*Comparison of natural convection of water and air in a partitioned rectangular enclosure*", [18] qui traite numériquement et expérimentalement la convection naturelle dans une cavité rectangulaire partiellement divisée.

Dans les mêmes conditions de simulation, notamment pour un nombre de Rayleigh $Ra=10^7$, un nombre de Prandtl $Pr = 0,71$ et un rapport d'ouverture $A_o = 0$, le nombre de Nusselt moyen obtenu numériquement est de $Nu_{moy} = 13,735$, alors que la valeur rapportée dans la littérature est de $Nu_{moy} = 14$. L'écart relatif entre les deux résultats est de l'ordre de 1,89%, ce qui reste très faible et témoigne d'une excellente précision du modèle numérique.

Par ailleurs, une comparaison qualitative des résultats a également été effectuée à travers les lignes de courant **Fig IV.3**, les isothermes **Fig IV.4** ainsi que les champs de vitesse **Fig IV.5**. Une très bonne concordance a été observée entre les structures d'écoulement et les distributions thermiques obtenues et celles présentées dans l'article de référence [18], confirmant la capacité du modèle à reproduire fidèlement les phénomènes physiques de convection naturelle.

Ces résultats permettent ainsi de valider le modèle numérique adopté, et de conclure que celui-ci est fiable pour la suite de l'étude.

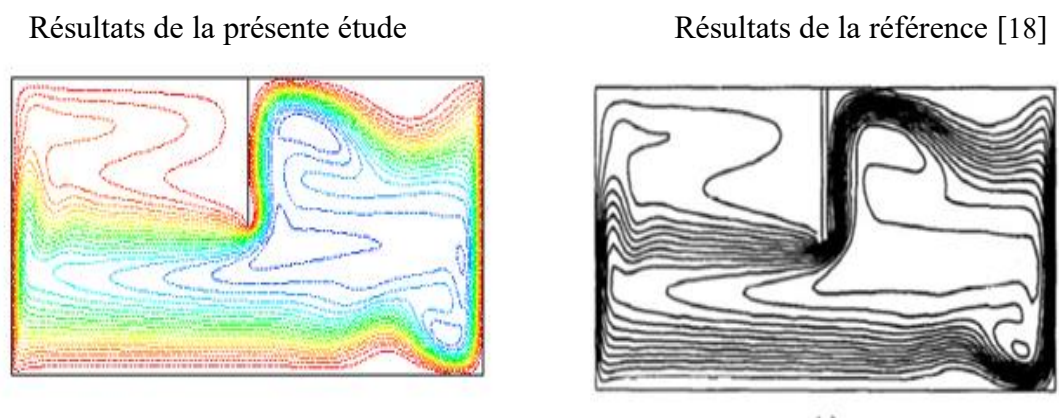
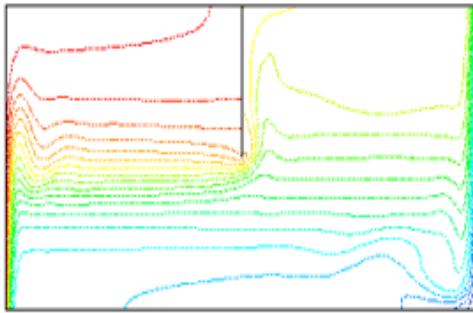


Fig 0.35: Comparaison des résultats de la présente étude avec la référence [18] pour:
 $Ra=10^7$ lignes de courant

Résultats de la présente étude



Résultats de la référence [18]

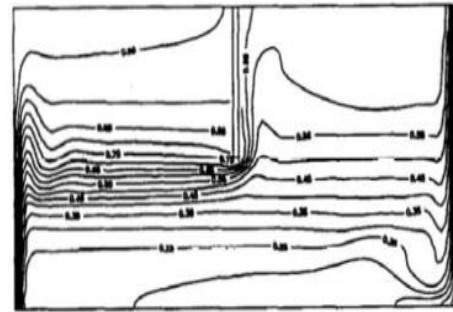
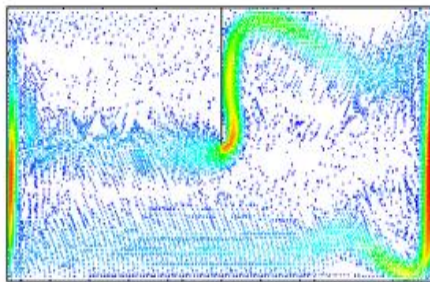


Fig 0.36: Comparaison des résultats de la présente étude avec la référence [18] pour $Ra=10^7$ les isothermes

Résultats de la présente étude



Résultats de la référence [18]

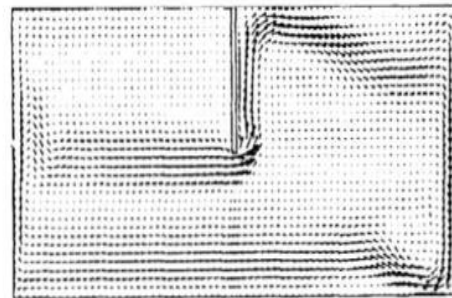


Fig 0.37: Comparaison des résultats de la présente étude avec la référence [18] pour : $Ra=10^7$ les camps de Vitesse

IV.4. Discussion des résultats

La présente étude numérique est réalisée pour trois valeurs du nombre de Rayleigh $Ra = 10^4, Ra = 10^5, Ra = 10^6$ pour la configuration (1) et (2) et deux valeurs du nombre de Rayleigh $Ra = 10^4, Ra = 10^5$ pour la configuration (3) et (4). Le fluide considéré dans cette étude est l'air avec un nombre de Prandtl $Pr = 0.71$. Les résultats obtenus seront représentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes ainsi que de profils adimensionnels des vitesses verticale et horizontale, ainsi que des profils du nombre de Nusselt local et moyen.

Pour les configurations (1) et (2), les paramètres géométriques adoptés dans cette étude sont : la hauteur de la cavité H , la longueur totale L , la longueur de la cloison séparant

les deux cavités ($L-h_0$), ainsi que la longueur de la source chaude l , qui sont respectivement égales à $H = 0.3\text{ m}$, $L = 0.15\text{ m}$, $(L - h_0) = 0.1\text{ m}$, $l = 0.05\text{ m}$. Concernant les configurations (3) et (4), les paramètres géométriques considérés sont : la hauteur de la cavité H , la longueur totale L , la longueur de la cloison séparant les deux cavités ($L-h_0$), ainsi que la longueur de la source chaude l , qui sont respectivement données par $H = 0.3\text{ m}$, $L = 0.6\text{ m}$, $(L - h_0) = 0.1\text{ m}$, $l = 0.1\text{ m}$. Quatre configurations sont étudiées dans ce travail :

1^{ère} configuration correspond au cas où la cavité chaude est située en bas tandis que la cavité froide est située en haut.

2^{ème} configuration correspond au cas où la cavité froide est située en bas tandis que la cavité chaude est située en haut.

3^{ème} configuration correspond au cas où la cavité froide est située à droite et la cavité chaude à gauche, en considérant une ouverture inférieure entre les deux cavités.

4^{ème} configuration correspond au cas où la cavité froide est située à droite et la cavité chaude à gauche, avec une porte solide conductrice fermant l'ouverture inférieure entre les deux cavités.

IV.4.1 Configuration (1)

Les **figures IV.6 a)**, **6 b)** et **6 c)** présentent respectivement les lignes de courant et les isothermes pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, à savoir $Ra=10^4$, 10^5 et 10^6 . On remarque clairement que l'augmentation du nombre de Rayleigh modifie considérablement la structure de l'écoulement ainsi que la distribution thermique à l'intérieur des deux cavités.

Pour la faible valeur du nombre de Rayleigh ($Ra=10^4$), **Fig IV.6 a)**, le transfert thermique est principalement dominé par la conduction. Les lignes de courant montrent la présence de deux cellules de recirculation presque symétriques et de faible intensité dans les deux cavités. Les isothermes restent relativement régulières et presque parallèles, ce qui traduit la faiblesse des effets convectifs et l'existence d'un faible mouvement du fluide.

Lorsque le nombre de Rayleigh augmente à $Ra=10^5$, **Fig IV.6 b)**, les forces de flottabilité deviennent plus importantes. On observe alors une intensification de

l'écoulement à l'intérieur des cavités, traduite par un resserrement des lignes de courant et une augmentation de leur densité près de l'ouverture située au niveau de la cloison. Les isothermes deviennent plus déformées, particulièrement au voisinage de l'ouverture, ce qui indique une amélioration du transfert convectif de chaleur entre les deux cavités.

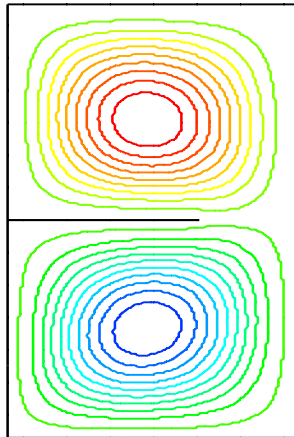
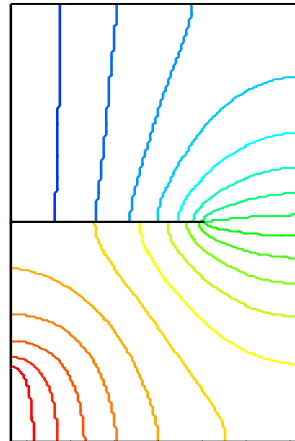
Pour la valeur élevée $Ra=10^6$, **Fig IV.6 c)**, le régime convectif devient dominant. Les cellules de recirculation occupent une grande partie des cavités avec une intensité beaucoup plus importante. Les lignes de courant deviennent fortement concentrées près de l'ouverture, traduisant une accélération importante du fluide à travers cette zone. Les isothermes subissent également une forte déformation et deviennent plus serrées près des parois actives ainsi qu'au voisinage de l'ouverture, ce qui montre l'existence de gradients thermiques élevés et donc une augmentation importante du transfert thermique par convection naturelle.

Les profils de la vitesse verticale adimensionnelle représentés par les **figures IV.7, IV.8 et IV.9** confirment ces observations. La **figure IV.7** montre l'évolution de la vitesse verticale au centre de la cavité chauffée pour différentes valeurs de Rayleigh. Pour $Ra=10^4$, les valeurs de la vitesse restent faibles, ce qui confirme la dominance du mode conductif. En augmentant le nombre de Rayleigh à 10^5 puis 10^6 , les amplitudes de vitesse augmentent considérablement, traduisant le renforcement des mouvements convectifs induits par les forces de flottabilité.

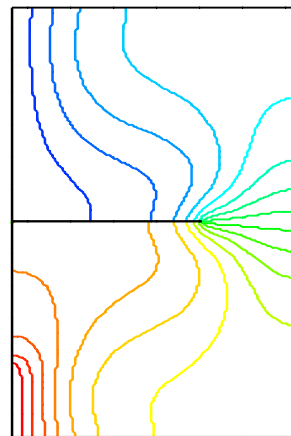
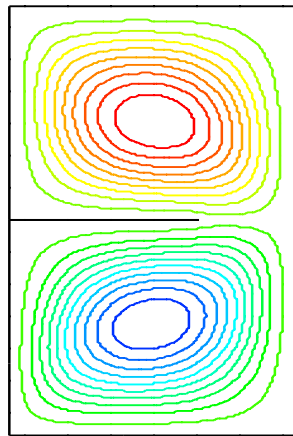
La **figure IV.8** illustre le profil de la vitesse verticale au centre de la cavité froide. On remarque également une augmentation importante de l'intensité de l'écoulement lorsque le nombre de Rayleigh augmente. Les variations positives et négatives de la vitesse indiquent la présence de mouvements ascendants et descendants caractéristiques des cellules de recirculation développées dans la cavité froide.

La **Fig IV.9** représente le profil de la vitesse verticale au niveau de l'ouverture de la cloison séparant les deux cavités. On observe que l'intensité de la vitesse augmente fortement avec le nombre de Rayleigh. Pour $Ra=10^6$, la vitesse atteint des valeurs maximales importantes au voisinage de l'ouverture, ce qui confirme que les échanges de masse et de chaleur entre les deux cavités deviennent plus intenses lorsque les effets de flottabilité augmentent.

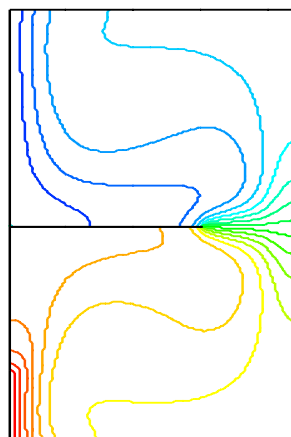
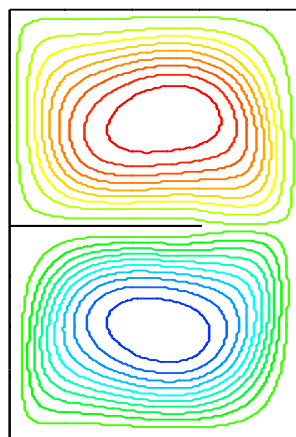
Enfin, la **figure IV.10** présente l'évolution du nombre de Nusselt local le long du radiateur pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. On remarque que le nombre de Nusselt augmente considérablement avec l'augmentation de Ra . Pour $Ra = 10^4$, les valeurs du nombre de Nusselt restent relativement faibles, indiquant un transfert thermique modéré dominé par la conduction. En revanche, pour $Ra=10^5$ et surtout $Ra=10^6$, les valeurs du nombre de Nusselt deviennent beaucoup plus élevées, traduisant une amélioration significative des échanges thermiques par convection naturelle. Les valeurs maximales observées près du bord de la source chaude sont dues à la présence de gradients thermiques importants dans cette région.

Les lignes de courant**Les isothermes**

(a)



(b)



(c)

Fig 0.38: Ligne de courant et les isothermes pour (a) $Ra=10^4$, (b) $Ra=10^5$ et (c) $Ra=10^6$

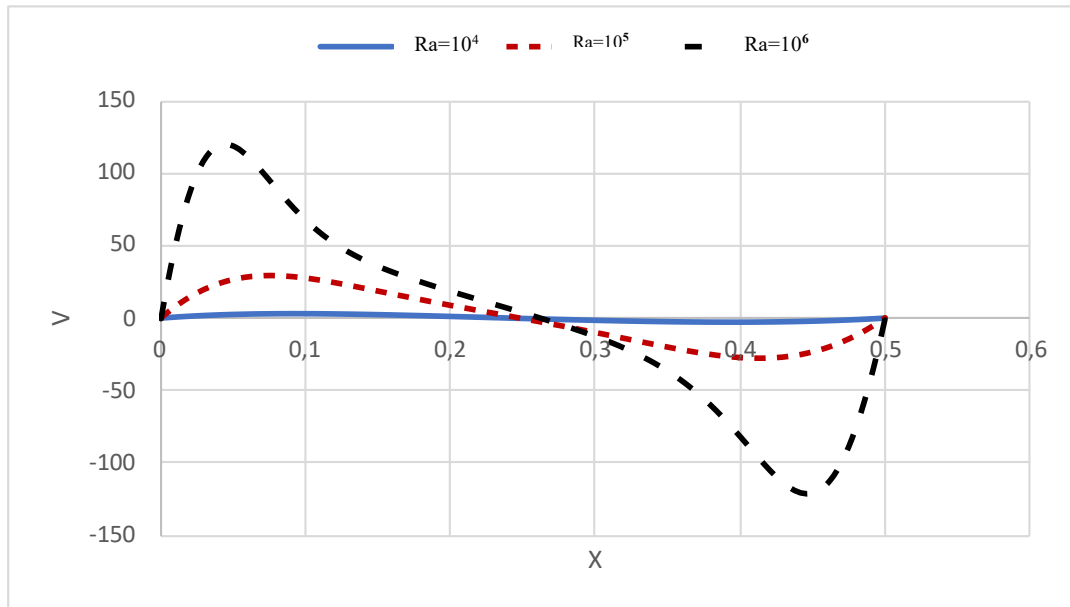


Fig 0.39: Profil de la vitesse verticale adimensionnelle suivant X au centre de la cavité chauffée à la position $Y=0.25$ pour $Ra=10^4, 10^5$ et 10^6

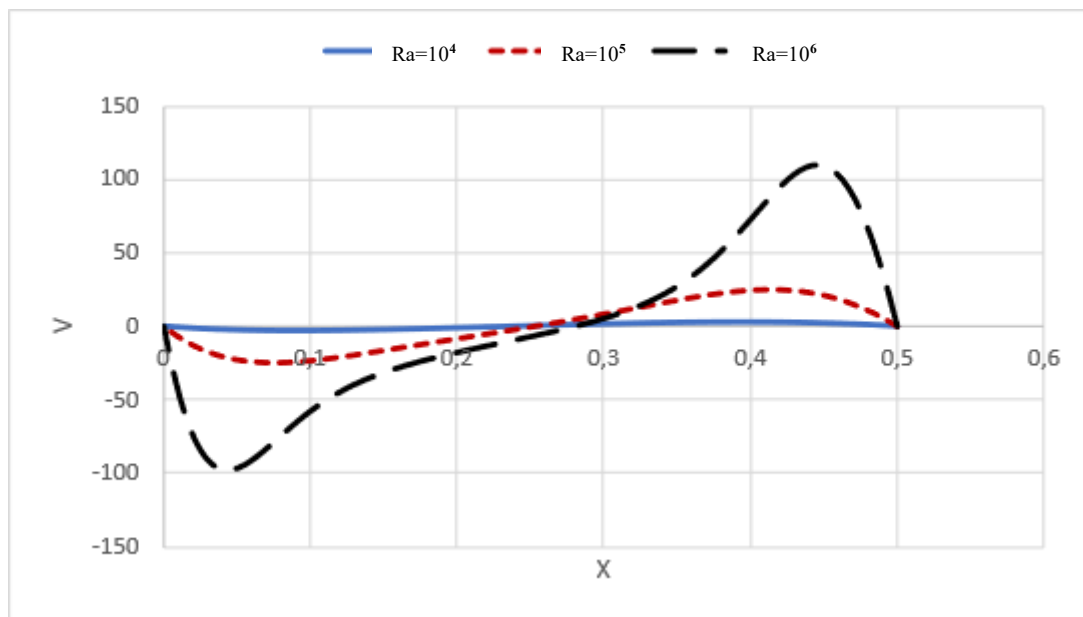


Fig 0.40: Profil de la vitesse vertical adimensionnelle suivant X au centre de la cavité froide à la position $Y=0.75$ pour $Ra=10^4, 10^5$ et 10^6

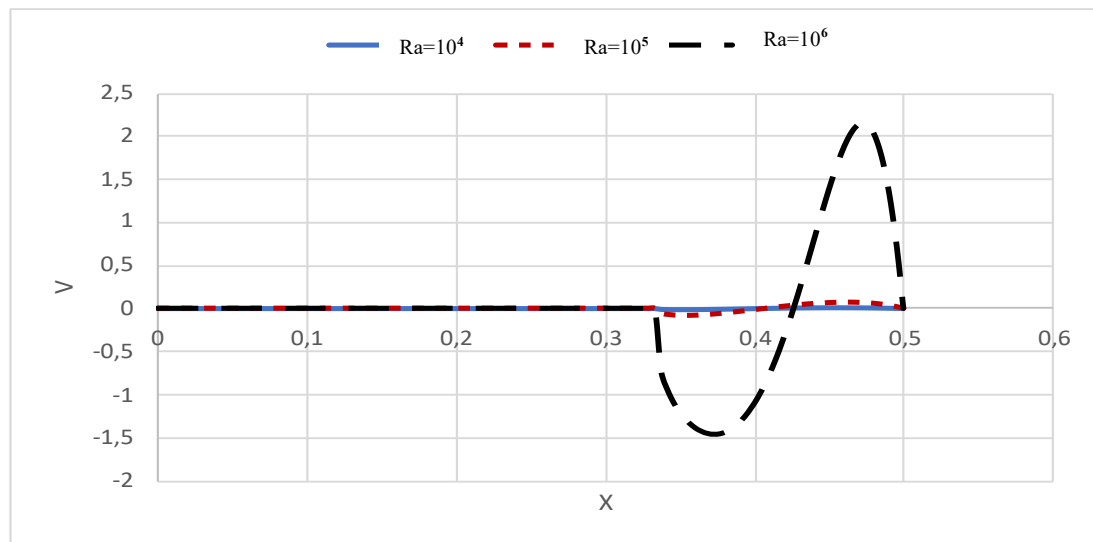


Fig 0.41: Profil de la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de l'ouverture de la cloison suivant X à la position $y=0.5$ pour $Ra = 10^4, 10^5$ et 10^6

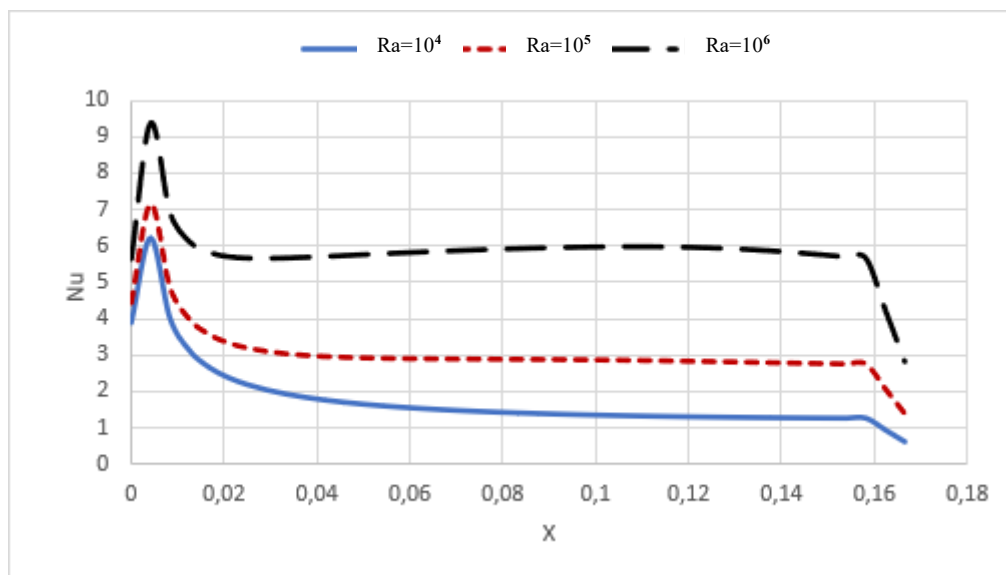


Fig 0.42: Profils du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude pour différents nombres de Rayleigh pour $Ra = 10^4, 10^5$ et 10^6

IV.4.2 Configuration (2)

Les Fig IV.11 (a-b-c) présentent les lignes de courant et les isothermes pour différents nombres de Rayleigh ($Ra = 10^4, 10^5$ et 10^6). Dans cette configuration, la cavité supérieure est chauffée tandis que la cavité inférieure est froide.

À faible nombre de Rayleigh ($Ra = 10^4$), les lignes de courant restent presque circulaires et symétriques dans les deux compartiments, ce qui traduit un écoulement faible dominé principalement par la conduction thermique. Les isothermes sont

relativement régulières et peu déformées, confirmant la faible intensité du mouvement convectif.

Lorsque le nombre de Rayleigh augmente à $Ra = 10^5$, l'intensité de l'écoulement devient plus importante. Les cellules de recirculation deviennent plus étendues et les isothermes commencent à se déformer au voisinage de l'ouverture de la cloison, indiquant une augmentation des échanges thermiques entre les deux cavités.

Pour $Ra = 10^6$, les lignes de courant deviennent fortement resserrées, traduisant une augmentation significative de la vitesse du fluide et donc une domination du transfert convectif. Les isothermes deviennent fortement déviées et presque horizontales dans la région centrale, particulièrement près de l'ouverture, ce qui montre l'existence d'un échange thermique intense entre la cavité chaude supérieure et la cavité froide inférieure.

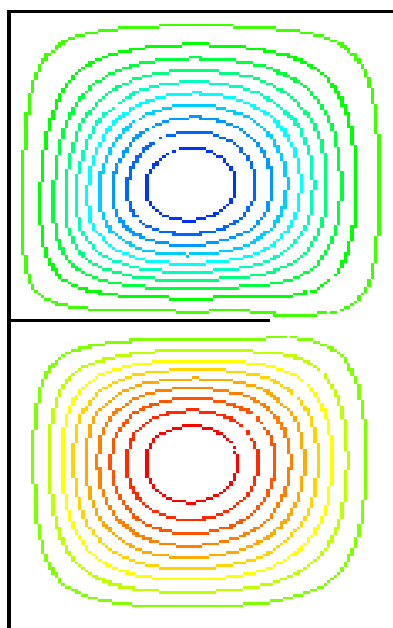
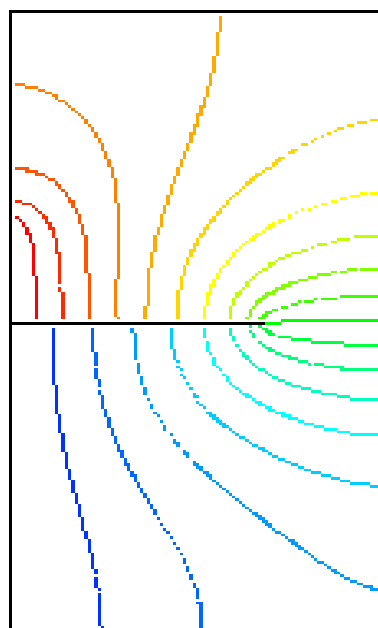
Les profils de la vitesse verticale adimensionnelle présentés par les **Fig IV.12** et **Fig.IV.13** montrent également l'effet important du nombre de Rayleigh sur la dynamique de l'écoulement. Dans la cavité chauffée (**Fig IV.12**), l'amplitude de la vitesse augmente considérablement avec Ra , notamment pour $Ra = 10^6$, où apparaissent des pics positifs et négatifs importants traduisant un mouvement convectif intense. Le même comportement est observé dans la cavité froide (**Fig IV.13**), avec une inversion du sens de circulation liée au refroidissement du fluide dans la partie inférieure.

La **Fig IV.14**, représentant le profil de la vitesse verticale au niveau de l'ouverture de la cloison, montre que l'écoulement à travers l'ouverture devient plus intense lorsque le nombre de Rayleigh augmente. À faible Ra , les vitesses restent très faibles, tandis qu'à $Ra = 10^6$, des oscillations importantes apparaissent, indiquant un transfert plus actif du fluide entre les deux compartiments.

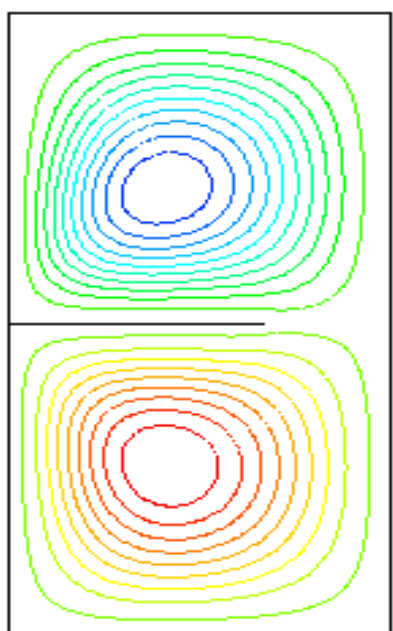
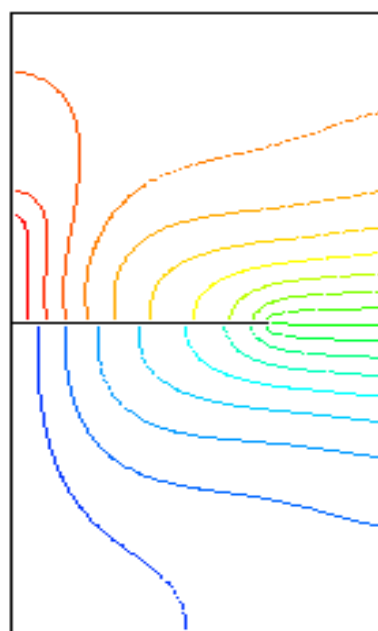
La variation du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude est illustrée par la **Fig IV.15**. On observe d'abord un pic important de Nu près du début de la paroi chaude pour toutes les valeurs de Ra . Cette augmentation traduit l'existence de gradients thermiques très élevés dans cette région, ce qui favorise un transfert thermique intense. Ensuite, le nombre de Nusselt diminue rapidement dans la première partie de la paroi, en raison du réchauffement progressif du fluide au contact de la surface chaude.

Pour $Ra = 10^4$ et $Ra = 10^5$, le nombre de Nusselt continue à décroître progressivement le long de la paroi, ce qui montre un affaiblissement progressif du transfert thermique local. En revanche, pour $Ra = 10^6$, après la chute initiale, le nombre de Nusselt devient presque stable sur une grande partie de la paroi chaude avec une légère augmentation dans la région centrale. Cela indique que le régime convectif devient dominant et permet de maintenir un transfert thermique élevé sur une plus grande longueur de la paroi.

Enfin, une chute brutale du nombre de Nusselt est observée près de l'extrémité de la paroi chaude pour toutes les valeurs de Ra . Cette diminution est liée à la réduction des gradients thermiques et à l'affaiblissement du mouvement du fluide dans cette région. D'une manière générale, l'augmentation du nombre de Rayleigh améliore significativement les échanges thermiques et renforce le transfert par convection naturelle dans la cavité.

**Les lignes de courant****Les isothermes**

a)

**Les lignes de courant****Les isothermes**

b)

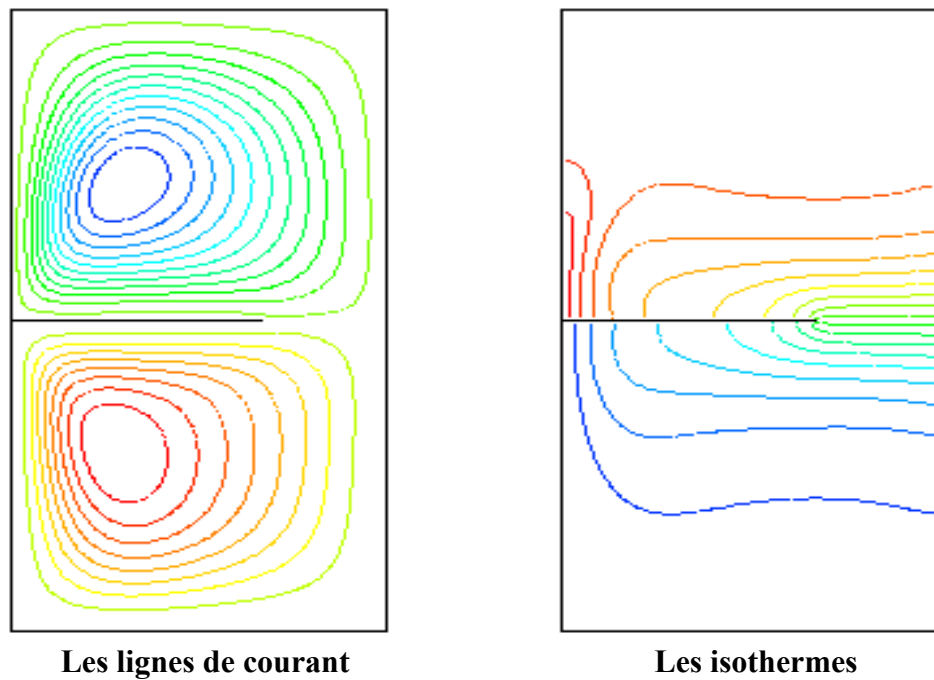
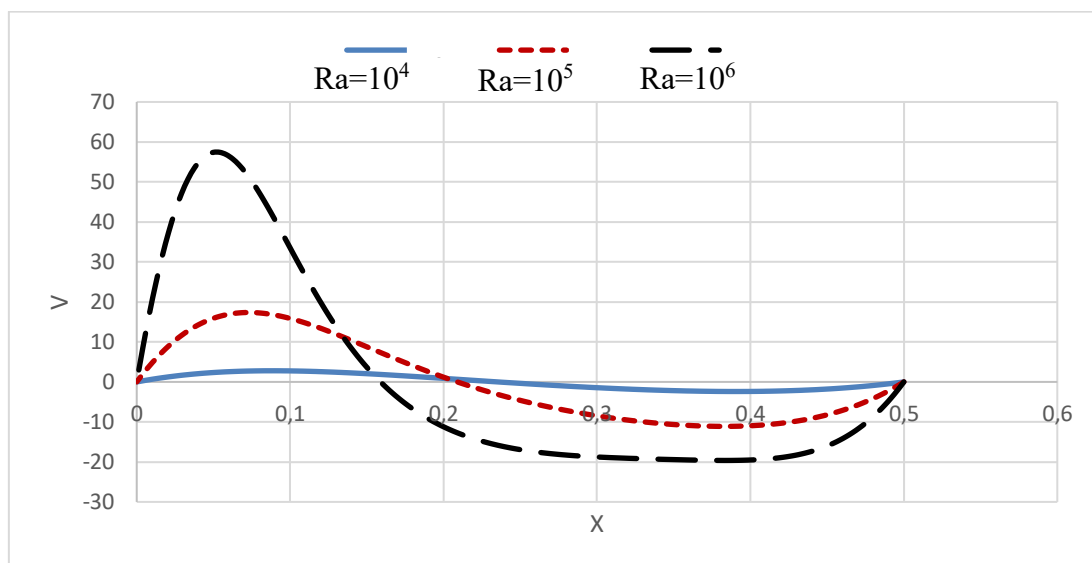


Figure 0.43: Ligne de courant et les isothermes

pour a) $Ra=10^4$, b) $Ra=10^5$ et c) $Ra=10^6$ Fig 0.44: Profil de la vitesse verticale adimensionnelle suivant X au centre de la cavité chauffée à la position $Y=0.75$, pour $Ra = 10^4, 10^5$ et 10^6

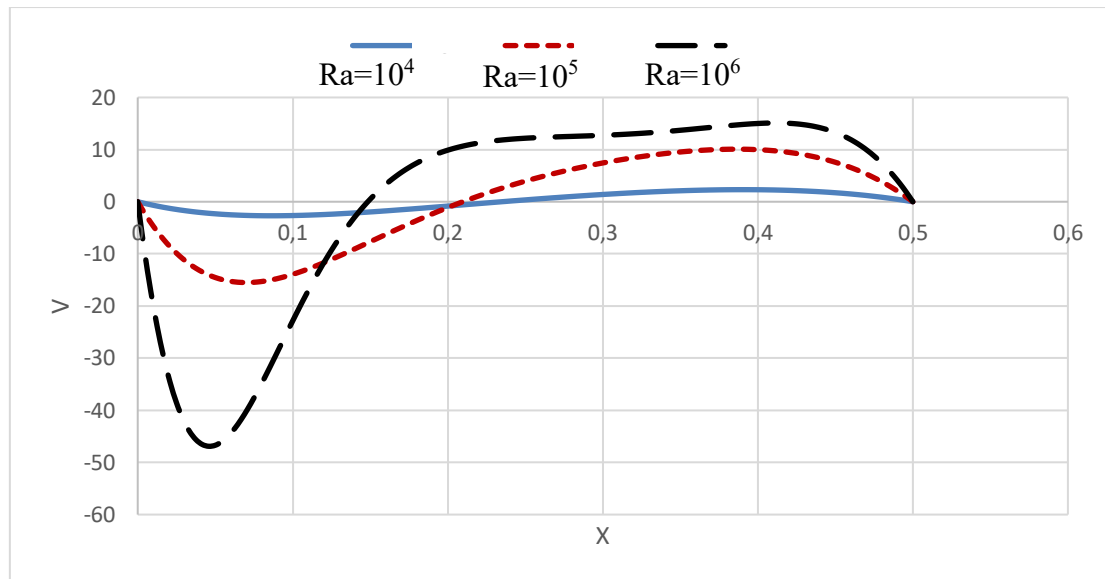


Fig 0.45: Profil de la vitesse verticale adimensionnelle suivant X au centre de la cavité froide à la position $Y=0.25$ pour $Ra=10^4$, 10^5 et 10^6

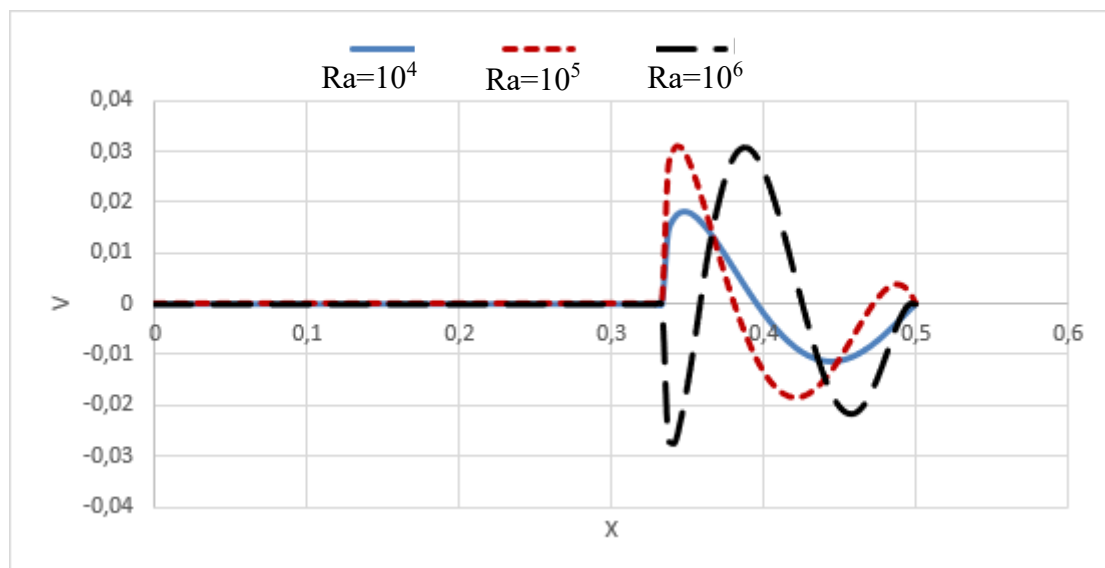


Fig 0.46: Profil de la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de l'ouverture de la cloison suivant X aux positions $Y=0.5$ pour $Ra=10^4$, 10^5 et 10^6

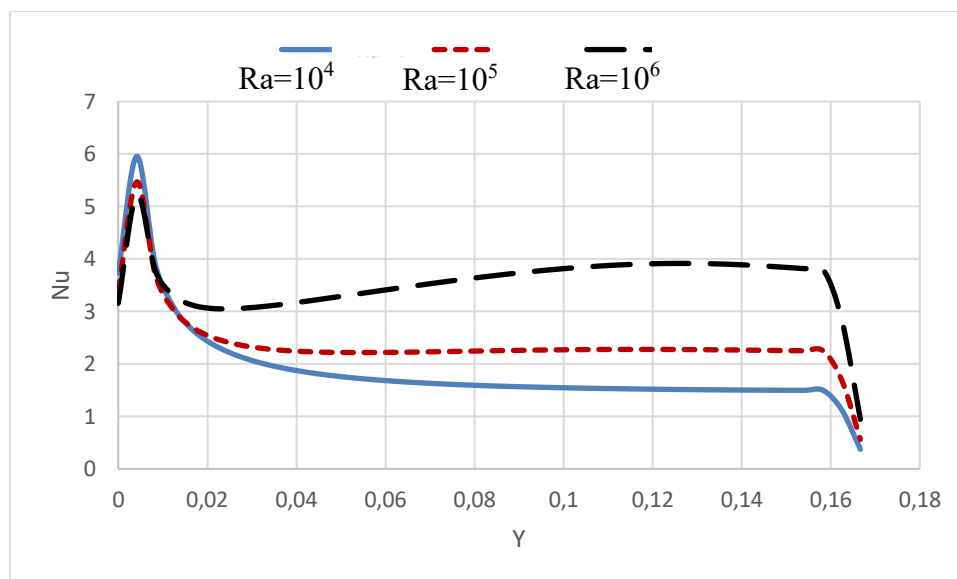


Fig 0.47: Profils du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude pour différents pour $Ra=10^4, 10^5$ et 10^6

IV.4.3 Comparaison des configurations (1) et (2)

La comparaison des configurations (1) et (2) met en évidence l'influence de la position relative des zones chaude et froide sur la structure de l'écoulement et les transferts thermiques. D'après les lignes de courant et les isothermes présentées respectivement sur les **figures IV.6 et IV.11**, l'intensification de la convection naturelle avec l'augmentation du nombre de Rayleigh est observée dans les deux configurations. Toutefois, la configuration (1), où la cavité inférieure est chauffée et la cavité supérieure est refroidie, favorise davantage le mouvement naturel ascendant du fluide chaud. Cette disposition conduit à des écoulements plus intenses et à une déformation plus importante des isothermes au voisinage de l'ouverture de communication.

En revanche, dans la configuration (2), où la cavité supérieure est chaude et la cavité inférieure froide, la stratification thermique est plus stable. Les cellules de recirculation restent bien établies dans chaque compartiment, mais l'effet de la flottabilité est moins favorable aux échanges entre les deux cavités. Cette différence apparaît également sur les profils de vitesse représentés aux **figures IV.12, IV.13 et IV.14** pour la configuration (2), où les vitesses maximales demeurent globalement inférieures à celles observées dans la configuration (1), en particulier pour les grandes valeurs du nombre de Rayleigh.

Par conséquent, la configuration (1) assure généralement des échanges thermiques plus efficaces que la configuration (2), puisque la poussée d'Archimède agit dans le même

sens que le transfert naturel du fluide chaud vers la cavité froide, ce qui renforce simultanément la circulation du fluide et le transfert de chaleur.

IV.4.4 Configuration (3)

La **figure IV.16** présente les lignes de courant ainsi que les isothermes pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. Dans cette configuration, les deux cavités communiquent à travers une ouverture située sous la cloison verticale, ce qui influence directement la structure de l'écoulement et les transferts thermiques.

Pour $Ra=10^4$ (**Fig.IV.16. a**), l'écoulement reste relativement faible et organisé. On observe deux cellules de recirculation principales, une dans chaque cavité, avec des lignes de courant peu resserrées. Les échanges de fluide à travers l'ouverture inférieure demeurent limités, traduisant une contribution importante de la conduction thermique. Les isothermes conservent alors une forme relativement régulière et faiblement déformée.

Lorsque le nombre de Rayleigh augmente à $Ra=10^5$ (**Fig. IV.16 b**), les forces de flottabilité deviennent plus importantes et l'intensité de l'écoulement augmente nettement. Les lignes de courant se resserrent davantage, particulièrement au voisinage de l'ouverture située sous la cloison, indiquant une accélération locale du fluide entre les deux cavités. Les cellules de recirculation deviennent plus étendues et légèrement asymétriques. Les isothermes présentent également une déformation plus marquée, signe du renforcement du transfert thermique par convection naturelle.

La **figure IV.17** représente le profil de la vitesse verticale adimensionnelle selon l'axe X au centre des deux cavités. On remarque que l'amplitude de la vitesse augmente sensiblement lorsque le nombre de Rayleigh passe de 10^4 à 10^5 . Les pics positifs observés près de la paroi chaude correspondent à la montée du fluide chauffé, tandis que les valeurs négatives près de la paroi froide traduisent la descente du fluide refroidi. Cette évolution confirme le renforcement de la convection naturelle avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

La **figure IV.18** présente le profil de la vitesse horizontale adimensionnelle au niveau de l'ouverture de la cloison. Les amplitudes de vitesse sont nettement plus importantes pour $Ra=10^5$ que pour $Ra=10^4$, ce qui indique une circulation plus intense du fluide à travers l'ouverture inférieure. Les valeurs positives et négatives observées traduisent

les échanges de fluide dans les deux sens entre les deux cavités et mettent en évidence le rôle essentiel de l'ouverture dans le couplage dynamique des deux compartiments.

La figure IV.19 représente les profils du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude. On observe une augmentation générale du nombre de Nusselt lorsque le nombre de Rayleigh passe de 10^4 à 10^5 , ce qui traduit une amélioration des transferts thermiques convectifs. Contrairement aux configurations (1) et (2), le profil de Nusselt présente ici une évolution presque opposée, avec des valeurs relativement élevées sur une grande partie de la paroi chaude suivies d'une augmentation rapide près de l'extrémité du radiateur. Cette particularité est liée à la présence de l'ouverture inférieure qui modifie la circulation du fluide entre les deux cavités et redistribue localement les gradients thermiques. L'augmentation observée près de l'extrémité du radiateur apparaît pour les deux valeurs de Rayleigh, mais elle est plus marquée pour $Ra=10^5$.

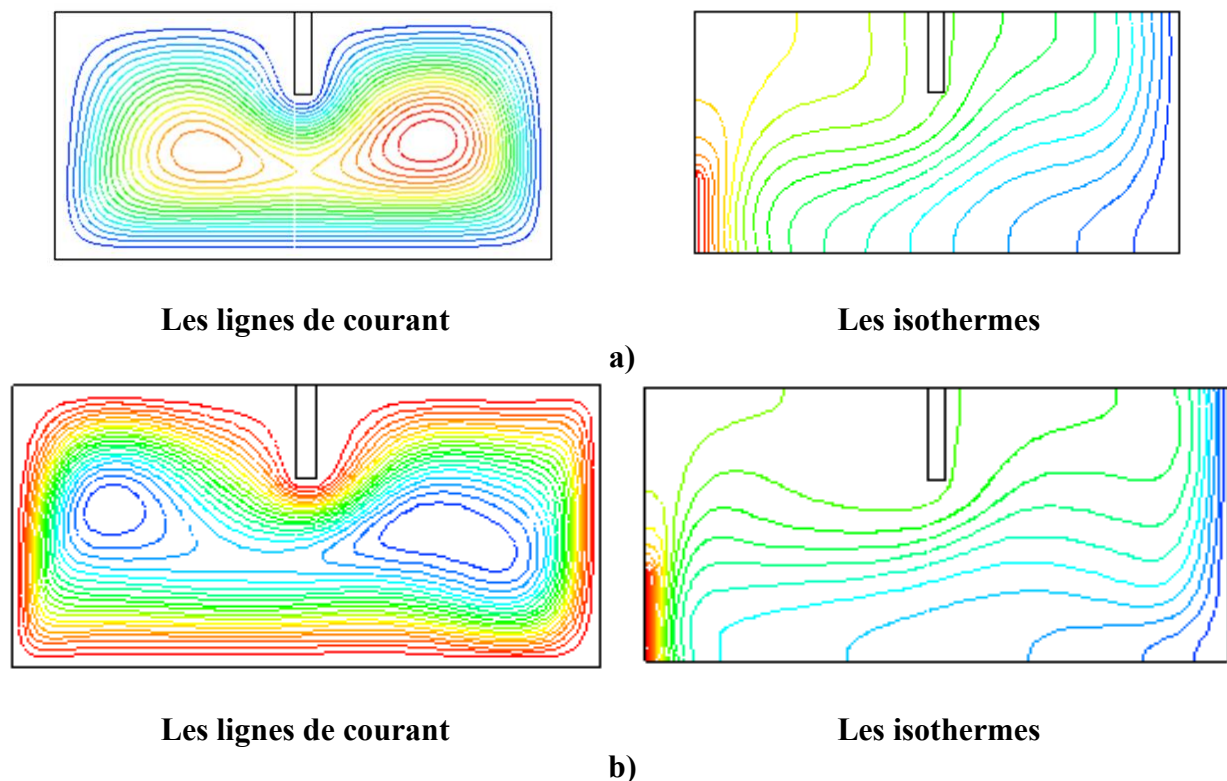


Fig 0.48: Ligne de courant et les isothermes pour a) $Ra=10^4$ et b) $Ra=10^5$

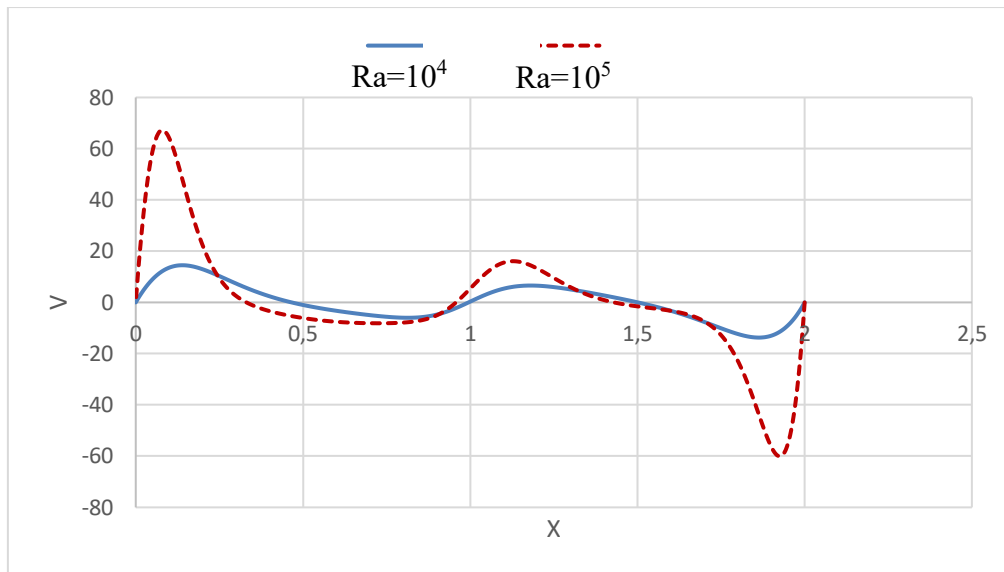


Fig 0.49: Profil de la vitesse verticale adimensionnelle suivant X au centre de deux cavités communicantes à la position $Y=0.5$ pour $Ra=10^4$ et 10^5

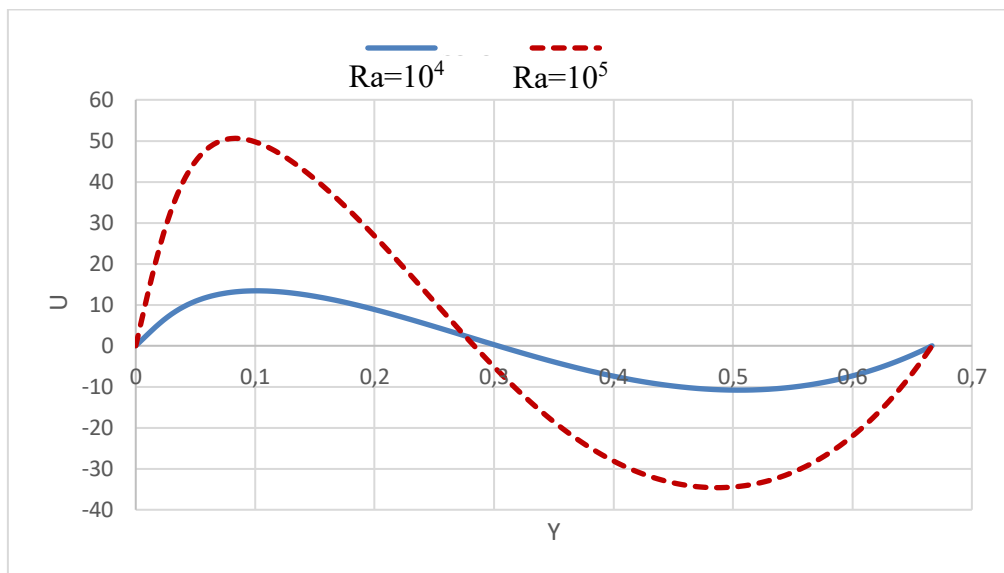


Fig 0.50: Profil de la vitesse horizontale adimensionnelle au niveau de l'ouverture de la cloison selon y au position $X=1$ pour $Ra=10^4$ et 10^5

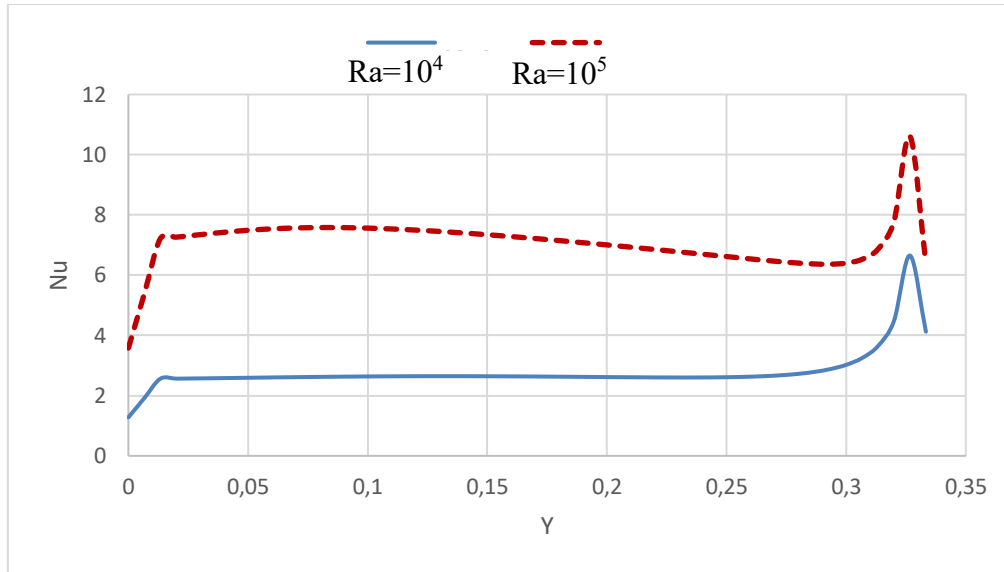


Fig 0.51: Profils du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude pour différents pour $Ra=10^4$ et 10^5

IV.4.5 Configuration (4)

La figure **IV.20** présente les lignes de courant et les isothermes de la configuration (4) pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh ($Ra=10^4$ et 10^5). Cette configuration est caractérisée par une cloison verticale séparant les deux cavités et comportant une ouverture fermée par une porte en bois conductrice de chaleur. Ainsi, les deux compartiments ne communiquent pas directement par écoulement du fluide, mais uniquement par transfert thermique à travers la cloison et la porte conductrice.

Pour $Ra=10^4$ (**Fig.IV.20.a**), l'écoulement reste relativement faible et presque symétrique dans les deux cavités. Deux cellules de recirculation distinctes apparaissent de part et d'autre de la cloison. Les lignes de courant demeurent peu resserrées, indiquant un régime où les effets convectifs restent modérés. Les isothermes sont relativement régulières avec une légère déformation au voisinage de la porte conductrice, traduisant le passage de chaleur à travers cette région.

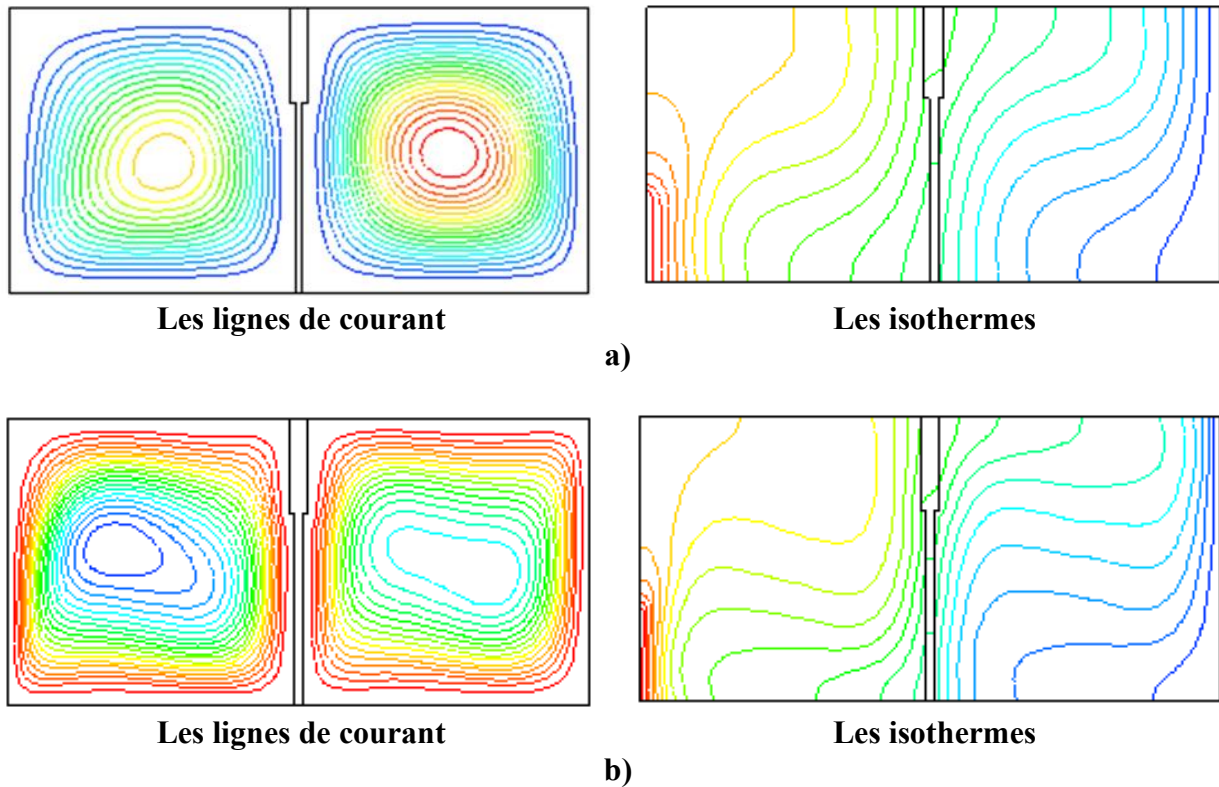
Lorsque le nombre de Rayleigh augmente à $Ra=10^5$ (**Fig.IV.20.b**), les forces de flottabilité deviennent plus importantes, ce qui intensifie le mouvement convectif dans chaque cavité. Les vortex deviennent plus étendus et les lignes de courant se resserrent près des parois actives ainsi qu'au voisinage de la porte conductrice. Les isothermes deviennent plus courbées et plus déformées, ce qui traduit une augmentation des gradients thermiques et une amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle.

La figure **IV.21** représente le profil de la vitesse verticale adimensionnelle au centre de la cavité. On observe que l'amplitude de la vitesse augmente sensiblement lorsque le nombre de Rayleigh passe de 10^4 à 10^5 . Les pics positifs observés près de la paroi chaude correspondent à la montée du fluide chauffé, tandis que les valeurs négatives près de la paroi froide traduisent la descente du fluide refroidi. Cette évolution confirme le renforcement de la convection naturelle avec l'augmentation de Ra .

La figure **IV.22** présente le profil de la vitesse horizontale adimensionnelle. Les valeurs de vitesse augmentent également avec le nombre de Rayleigh, traduisant une intensification de la circulation du fluide à l'intérieur des cavités. L'augmentation des amplitudes pour $Ra=10^5$ témoigne d'un écoulement plus énergétique sous l'effet des forces de flottabilité.

La figure **IV.23** montre l'évolution du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude. On constate que le nombre de Nusselt augmente lorsque le nombre de Rayleigh passe de 10^4 à 10^5 , ce qui confirme le renforcement des échanges thermiques par convection naturelle. Les profils présentent des valeurs relativement élevées sur une grande partie de la paroi chaude suivies d'une augmentation rapide près de son extrémité supérieure. Cette augmentation, observée pour les deux valeurs de Rayleigh, devient plus marquée pour $Ra=10^5$. Elle s'explique par l'influence combinée de la cloison et de la porte conductrice qui modifient localement la distribution de température et accentuent les gradients thermiques dans cette région.

Dans l'ensemble, les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh renforce les mouvements convectifs dans les deux cavités et améliore les transferts thermiques. Toutefois, la présence de la porte conductrice empêche tout échange direct de fluide entre les compartiments, de sorte que le couplage entre les deux cavités s'effectue essentiellement par conduction thermique à travers la cloison et la porte.

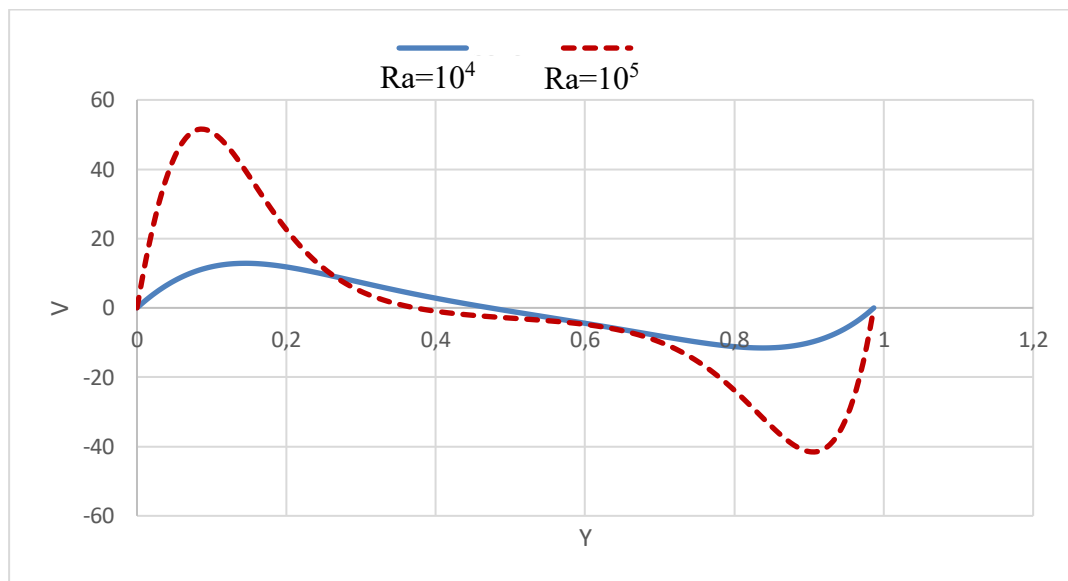


Les lignes de courant

Les isothermes

Les lignes de courant

Les isothermes

Fig 0.52: Ligne de courant et les isothermes pour a) $Ra=10^4$ et b) $Ra=10^5$ **Fig 0.53:** Profil de la vitesse verticale suivant X au centre de la cavité chaude au position $Y=0.5$ pour $Ra=10^4$ et 10^5

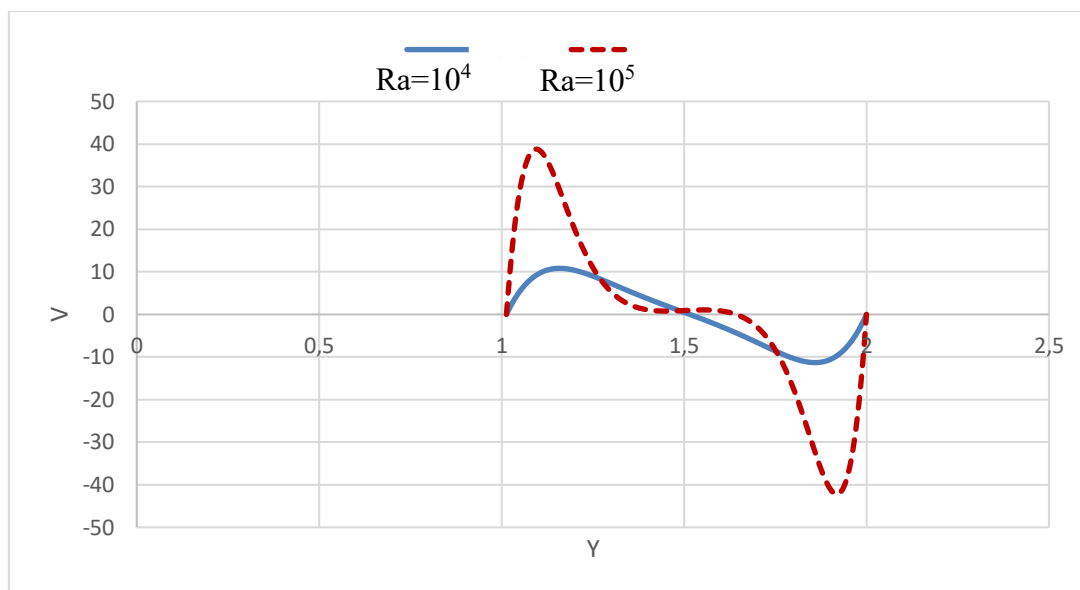


Fig 0.54: Profil de la vitesse horizontale selon Y au centre de la cavité froide aux positions $Y=0,225$ pour $Ra=10^4$ et 10^5

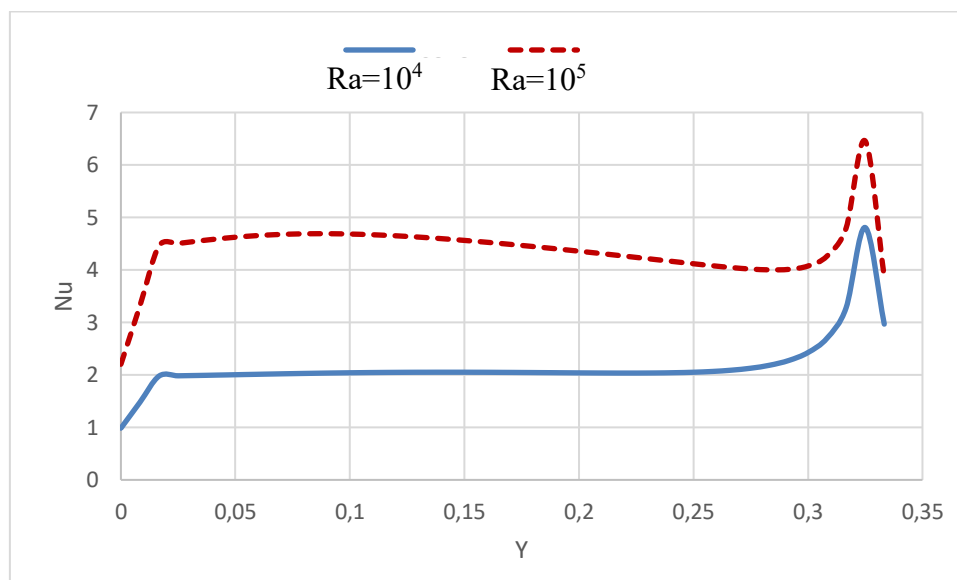


Fig 0.55: Profils du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude pour différents $Ra=10^4$ et 10^5

IV.4.6 Comparaison entre les configurations (3) et (4)

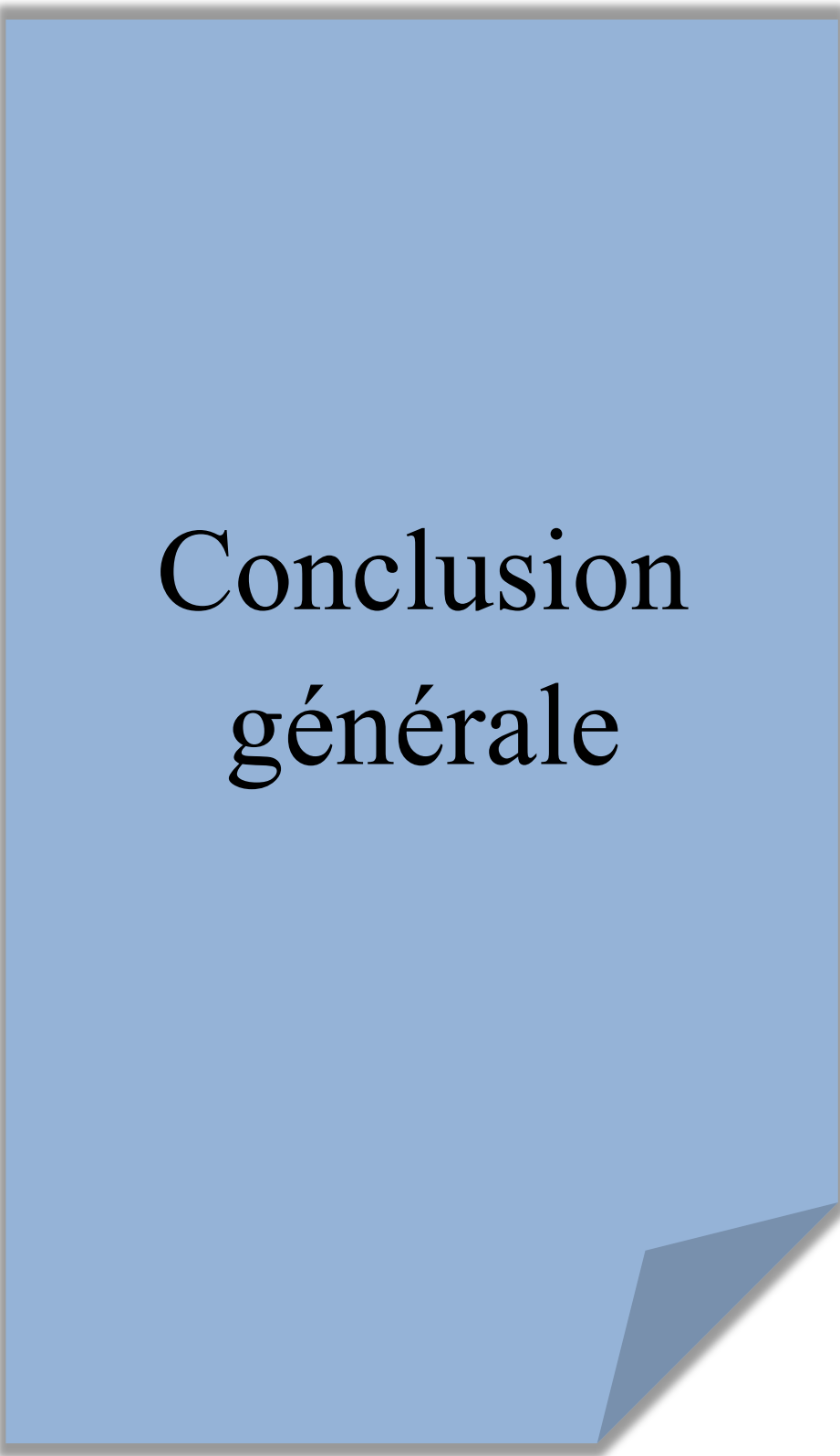
La comparaison entre les configurations (3) et (4) montre clairement l'influence de la porte conductrice sur l'écoulement et les transferts thermiques. D'après les lignes de courant et les isothermes (**Fig. IV.16** et **Fig. IV.20**), la configuration (3) présente une interaction plus importante entre les deux cavités grâce à l'ouverture inférieure, ce qui favorise la circulation du fluide et intensifie les échanges thermiques. En revanche, dans la configuration (4), la présence de la porte conductrice empêche le passage du fluide

entre les deux compartiments, ce qui conduit à des cellules de recirculation plus indépendantes et à des échanges thermiques moins intenses.

Cette différence apparaît également sur les profils de vitesse (**Fig. IV.17**, **Fig. IV.18**, **Fig. IV.21** et **Fig. IV.22**), où les amplitudes des vitesses observées dans la configuration (3) sont généralement plus élevées que celles de la configuration (4). De même, les profils du nombre de Nusselt local (**Fig. IV.19** et **Fig. IV.23**) montrent que la configuration (3) assure un meilleur transfert thermique grâce à la communication directe entre les deux cavités, tandis que la configuration (4) reste limitée par la présence de la porte conductrice, malgré son caractère conducteur de chaleur.

IV.5 Conclusion

Au cours de ce chapitre, les résultats numériques obtenus ont été présentés et analysés pour les différentes configurations étudiées. L'étude a montré que le nombre de Rayleigh influence fortement la structure de l'écoulement, la distribution de la température ainsi que l'intensité des transferts thermiques. Les résultats ont également mis en évidence l'effet important de la géométrie du système, de la position des cavités chaude et froide l'une par rapport à l'autre, ainsi que de la présence d'une ouverture ou d'une porte conductrice entre les compartiments. D'une manière générale, l'augmentation du nombre de Rayleigh améliore les échanges thermiques par convection naturelle, tandis que les configurations favorisant la circulation du fluide conduisent aux meilleures performances thermiques.



Conclusion générale

Conclusion générale

Dans ce travail, une étude numérique de la convection naturelle dans des cavités communicantes remplies d'air a été réalisée afin d'analyser l'influence de la présence d'une pièce non chauffée sur les transferts thermiques au sein d'un local chauffé. Quatre configurations géométriques représentant différentes situations rencontrées dans les bâtiments ont été considérées. Les équations gouvernantes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie ont été formulées sous leurs formes dimensionnelle et adimensionnelle en adoptant l'approximation de Boussinesq. La résolution numérique a permis d'obtenir les champs d'écoulement et de température ainsi que les principaux paramètres caractérisant le transfert thermique.

L'analyse des résultats a montré que le nombre de Rayleigh constitue le paramètre dominant du phénomène étudié. L'augmentation de ce nombre entraîne un renforcement des forces de flottabilité, une intensification de la circulation du fluide, une déformation plus importante des isothermes et une augmentation du nombre de Nusselt, traduisant ainsi une amélioration des transferts thermiques par convection naturelle.

Pour les configurations verticales (configurations 1 et 2), les résultats ont mis en évidence l'influence importante de la position relative des cavités chaude et froide. La configuration (1), dans laquelle la cavité chauffée est située en dessous de la cavité froide, favorise davantage la convection naturelle grâce à la montée du fluide chaud sous l'effet de la poussée d'Archimède. Cette disposition conduit à des écoulements plus intenses et à des échanges thermiques plus importants que ceux observés dans la configuration (2), où la cavité chaude est placée au-dessus de la cavité froide.

Pour les configurations horizontales (configurations 3 et 4), les résultats ont montré que la nature de la communication entre les deux cavités joue un rôle essentiel dans les performances thermiques du système. La présence d'une ouverture sous la cloison dans la configuration (3) favorise les échanges de masse et de chaleur entre les deux compartiments et conduit à une intensification des mouvements convectifs ainsi qu'à une amélioration significative du transfert thermique. En revanche, dans la configuration (4), la fermeture de cette ouverture par une porte conductrice limite la

circulation du fluide entre les deux cavités. Les échanges thermiques s'effectuent alors principalement par conduction à travers la cloison et la porte, ce qui réduit l'intensité de la convection naturelle et les performances thermiques globales du système.

La comparaison globale des différentes configurations étudiées montre que les meilleures performances thermiques sont obtenues lorsque la géométrie favorise simultanément les mouvements naturels du fluide et la communication directe entre les cavités. Les résultats ont également confirmé que la position des sources thermiques, la présence d'ouvertures et les propriétés thermiques des parois séparatrices constituent des paramètres déterminants dans le contrôle des transferts de chaleur.

Enfin, cette étude contribue à une meilleure compréhension des mécanismes de convection naturelle dans les enceintes compartimentées. Les résultats obtenus peuvent être exploités dans le domaine du bâtiment pour l'optimisation des systèmes de chauffage passif, l'amélioration du confort thermique des occupants et la réduction de la consommation énergétique. Ils peuvent également servir de base à des travaux futurs portant sur l'influence de matériaux réels, des écoulements turbulents, du rayonnement thermique ou encore des configurations tridimensionnelles plus proches des conditions réelles d'exploitation.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] Çengel YA, Ghajar AJ. Heat and mass transfer: fundamentals & applications. Fifth edition. New York, NY: McGraw Hill Education; 2015.
- [2] Lienhard JH V, Lienhard JH IV. *A Heat Transfer Textbook*. 6th ed. Version 6.00. Cambridge, MA: Phlogiston Press; 2024.
- [3] Bejan A. Heat transfer. New York, NY: John Wiley & Sons; 1993.
- [4] Jiji LM. Heat convection. Berlin ; New York: Springer; 2006.
- [5] Kakaç S, Yener Y, Naveira-Cotta CP. *Heat Conduction*. 5th ed. Boca Raton, FL: CRC Press; 2018. Chapter
- [6] Bergman TL, Lavine AS. Fundamentals of heat and mass transfer. Eighth edition. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons; 2017.
- [7] Tuishchev AI, Tretyakova TP, Ozerova TS, Kulakova YuP. Simulation of the process of conduction of thermal energy transfer through the multilayer wall of the apparatus. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020;734:012054.
- [8] Kaufman R. The first and second laws of thermodynamics are logically equivalent. *International Journal of Mechanical Engineering Education*. 2024;52(4):570–579.
- [9] Moran MJ, Shapiro HN, Boettner DD, Bailey MB. Fundamentals of engineering thermodynamics. 8th ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons; 2014.
- [10] Zhao B. Derivation of unifying formulae for convective heat transfer in compressible flow fields. *Scientific Reports*. 2021;11:16762.
- [11] Evangelisti L, Barbaro L, Guattari C, De Cristo E, de Lieto Vollaro R, Asdrubali F. Comparison between Direct and Indirect Heat Flux Measurement Techniques: Preliminary Laboratory Tests. *Energies*. 2024;17(12):2961
- [12] Sullivan G, Spencer M. Heat and temperature. *BJA Education*. 2022;22(9):350–356.
- [13] Pisal FA, Nor Salim NA. A Study in Aircraft Heating System Trainer Model AS-43 for Aeronautical Engineering Students Practice. *Progress in Aerospace and Aviation Technology*. 2023;3(2):41–47
- [14] Özişik MN. Heat conduction. 2nd ed. New York, NY: John Wiley & Sons; 1993.(Ch. 1, Fourier’s law of heat conduction)
- [15] Favre-Marinet M, Tardu S. Convective Heat Transfer: Solved Problems. 1st ed. Wiley; 2009. <https://doi.org/10.1002/9780470611890>.
- [16] Wibowo E, Ulya N, Farizi MR, Fitriyanti N. Derivation of Newton’s law of cooling and heating: Heating the water then cooling it down naturally to the room temperature. *Momentum: Physics Education Journal*. 2023;7(1):.

- [17] Zimmerman E, Acharya S. Free convection heat transfer in a partially divided vertical enclosure with conducting end walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1987;30:319–31. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(87\)90120-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(87)90120-7).
- [18] Khan JA, Guang-Fa Y. Comparison of natural convection of water and air in a partitioned rectangular enclosure. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1993;36:3107–17. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(93\)90039-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(93)90039-9).
- [19] Mergui S, Penot F. Analyse des vitesses et température de l'air en convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée à $Ra = 1.69 \times 10^9$. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1997 ;40 :3427–41.
- [20] Mokhtarzadeh-Dehghan MR. Numerical simulation and comparison with experiment of natural convection between two floors of a building model via a stairwell. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2011 ;54 :19–33.
- [21] Fabregat A, Pallarès J. Heat transfer and boundary layer analyses of laminar and turbulent natural convection in a cubical cavity with differently heated opposed walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2020 ;151 :119409.
- [22] Vesper JE, Tietjen SC, Chakkingal M, Kenjereš S. Numerical analysis of effects of fins and conductive walls on heat transfer in side heated cavities — Onset of three-dimensional phenomena in natural convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2022 ;183 :122033.
- [23] Benyahia N, Aksouh M, Mataoui A, Oztop HF. Coupling turbulent natural convection-radiation-conduction in differentially heated cavity with high aspect ratio. *International Journal of Thermal Sciences* 2020 ;158 :106518.
- [24] Issakhov A, Sabyrkulova A, Abylkassymova A. Study of coupled natural convection in a two-dimensional square cavity with a partition with solid and porosity properties. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2024 ;155 :107539.
- [25] Sadeghi HM, Mohammadpour M, Babayan M, Sojoudi A, Chamkha AJ. Unsteady natural convection of water adjacent to the sidewall of a differentially heated cavity with multiple fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2020 ;116 :104642.
- [26] Aldawsari MA, Mourad A, Abderrahmane A, Younis O. Double-diffusive convective heat transfer of nano-encapsulated phase change materials in porous cavities with wavy side walls and local hot region: A numerical study. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2026 ;175 :111016.
- [27] Khatamifar M, Lin W, Dong L. Transient conjugate natural convection heat transfer in a differentially-heated square cavity with a partition of finite thickness and thermal conductivity. *Case Studies in Thermal Engineering* 2021;25:100952.
- [28] Vesper JE, Tietjen SC, Chakkingal M, Kenjereš S. Numerical analysis of effects of fins and conductive walls on heat transfer in side heated cavities — Onset of three-

dimensional phenomena in natural convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2022 ;183 :122033.

[29] Santos PRM, Franco AT, Junqueira SLM, Nadeem M. Natural convection of viscoplastic fluids in side-heated open cavities. *Case Studies in Thermal Engineering* 2025 ;73 :106689.

[30] Xu F. Convective instability of a vertical thermal boundary layer in a differentially heated cavity. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2014 ;52 :8–14.

[31] Alshuraiaan B, Shahrestani AB, Izadi M. Numerical studys on passive paramerters of a fluid-solid interaction problem derived by natural convection in a circular enclosure. *Alexandria Engineering Journal* 2023 ;63 :415–426.

[32] Zemani-Kaci F, Sabeur-Bendhina A. Numerical Study of Natural Convective Heat Transfer in an Air-Filled Square Cavity Heated from Below and Symmetrically Cooled from the Sides with a Partition in the Hot Wall. *Fluid Dynamics & Materials Processing* 2023; 19:513–539.

[33] Barletta A, Celli M, Rees DAS. On the Use and Misuse of the Oberbeck–Boussinesq Approximation. *Physics*. 2023;5(1):298–309.

[34] Mondal P, Mahapatra TR. Minimization of entropy generation due to MHD double diffusive mixed convection in a lid driven trapezoidal cavity with various aspect ratios. *Nonlinear Analysis: Modelling and Control*. 2020;25(4):545–563.