



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



Faculté des Sciences et de la Technologie
Département des Sciences et de la Technologie

*Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de Master académique en*

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Installation énergétique et turbomachine

Présentée par : Bekkai Mostefa

Thème

**Etude numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée
partiellement chauffée avec chicane conductrice attaché à la paroi
chaude**

Soutenu le, 23/09/2025

Devant le Jury :

BENLEFKI Abdelkarim	Président	Prof.	Univ-Tissemsilt
KADARI Ahmed	Encadreur	M.C.A.	Univ-Tissemsilt
BENLEKKAM Mohamed Amine	Examinatrice	M.C.B.	Univ-Tissemsilt

Année universitaire : 2024-2025

Remerciements

En premier lieu, nous remercions Allah, le tout puissant qui nous a donné le courage et la volonté pour mener à bien ce modeste travail.

Nous remercions, Dr Kadari Ahmed de nous avoir proposé un sujet dans une thématique aussi intéressante et d'avoir assuré l'encadrement scientifique de ce mémoire.

Nos remerciements vont aussi au président du jury et aux membres du Jury de nous avoir honorer de leur présence et à toute personne qui, de près ou de loin, nous a prêté main forte ou nous a aidé même avec une aussi infime information qui soit.

A tous, nos meilleurs égards.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Mes parents,

Mon frère et ma sœur,

Toute ma famille,

Tous mes amis,

Tous ceux que j'aime.

Sommaire

Remerciements	
Dédicaces	
Liste des figures	I
Liste des tableaux	III
Nomenclature	IV

Table des matières

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Généralités et synthèse

I.1. Introduction.....	3
I.2. Notions sur la convection.....	3
I.2.1. Définition	3
I.2.2. Type de convection	4
I.2.3. La Convection Naturelle	4
I.3. Convection dans les cavités	5
I.3.1 Cavité avec gradient vertical de température	6
I.3.2. Cavité avec gradient de température horizontal	8
I.4. Classification des techniques d'amélioration du transfert de chaleur.....	8
I.4.1. Les surfaces traitées	9
I.4.2. Les surfaces rugueuses	9
I.4.3. Les surfaces prolongées (ailettes)	10
I.4.3.1. Les ailettes longitudinales	10
I.4.3.2. Les ailettes radiales	11
I.4.3.3. Les épines.....	12
I.5. Synthèse bibliographique.....	12

I.6. Conclusion	17
-----------------------	----

Chapitre II : Modélisation mathématique bibliographique

II.1. Introduction	18
II.2. Description du problème	18
II.3. Equations gouvernantes	19
II.3.1. Équation de continuité	19
II.3.2. Équations de la conservation de la quantité de Mouvement.....	19
II.3.3. Equation de conservation de l'énergie	20
II.4. Hypothèses simplificatrices	20
II.5 Equations gouvernantes simplifiées	21
II.5.1. Équation de continuité	21
II.5.2. Équations de la conservation de la quantité de Mouvement.....	22
II.5.3. Equation de conservation de l'énergie	22
II.6. Nombres adimensionnels.....	22
II.6.1. Le Nombre de Reynolds	22
II.6.2. Nombre de Prandtl	23
II.6.3. Le Nombre de Rayleigh Ra.....	23
II.6.4. Nombre de Grashof.....	24
II.6.5. Nombre de Nusselt.....	24
II.7. Conditions initiales et aux limites	24
II.7.1. Conditions initiales	24
II.7.2. Conditions aux limites	25
II.8. Conclusion	25

CHAPITRE III : Méthodes numériques et présentation de code ANSYS FLUENT

III.1. Introduction	26
III.1.1. La méthode des éléments finis.....	26
III.1.2. La méthode des différences finies	26
III.1.3. La méthode des volumes finis	27
III.2. Principe de la méthode des volumes finis.....	27
III.2.1. Maillage	27
III.2.2. Forme générale de l'équation de transport.....	28
III.2.3. Schémas de discrétisation	32
III.3. Méthode de résolution.....	33
III.3.1. Critère de convergence	33
III.3.2. Sous-relaxation	34
III.3.3. Étapes de résolution du problème	34
III.4. Présentation du code ANSYS FLUENT	34
III.4.1. Pré - processeur "GAMBIT"	35
III.4.2. Solveur "FLUENT"	36
III.4.3. Post-processeur "FLUENT"	36
III.5. Conclusion.....	37

CHAPITRE IV : Résultats et discussions

IV.1. Introduction	38
IV.2. Domaine d'étude et conditions aux limites.....	38
IV.3. Maillage du domaine.....	39
IV.3.1 Indépendance du maillage	40
IV.3.2. contrôle de la solution	41
IV.4. Validation.....	41
IV.5. Résultats et discussions.....	44
IV.6. Distribution des lignes de courant et des lignes isothermes.....	45

IV.7. Variation du nombre de Nusselt local	48
IV.7.1. Effet de la longueur de la chicane et du nombre Longueur de chauffage.....	48
IV.7.2. Effet du rapport de conductivité thermique de la chicane	51
IV.7.3. Effet du nombre de Rayleigh	52
IV.8. Variation du nombre de Nusselt moyen.....	53
IV.8.1. Effet de la longueur de la chicane	53
IV.8.2. Effet du rapport de conductivité thermique et du nombre de Rayleigh.....	53
IV.8.3. Effet de la longueur de la portion du chauffage.....	56
IV.9. Conclusion	56
Conclusion générale	57
références	58
Résumé.....	

Liste des figures

Chapitre I

Figure (I.1) : Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection	3
Figure (I.2) : Schéma de la convection naturelle.....	5
Figure (I.3) : Principe de la convection naturelle	5
Figure (I.4) : Représentation schématique de la convection naturelle dans les cavités	6
Figure (I.5) : Schéma représentant la configuration de la convection de Rayleigh-Benard	7
Figure (I.6) : Schéma représentant les rouleaux de la convection de Rayleigh-Bénard	7
Figure (I.7) : Schéma de la convection dans une cavité avec gradient horizontal de température .	8
Figure (I.8) : surfaces traitées	9
Figure (I.9) : Des tubes avec rugosité structurée bi et tridimensionnelle	9
Figure (I.10) : Surfaces ailetées utilisées pour le refroidissement électronique.....	10
Figure (I.11) : Profils des ailettes longitudinales : (a) rectangulaire, (b) trapézoïdale, (c) triangulaire, (d) parabolique concave et (e) parabolique convexe	11
Figure (I.12) : Ailettes radiaux, (a) rectangulaires, (b) triangulaires, (c) hyperboliques	11
Figure (I.13) : Les épines : (a) cylindrique, (b) conique, (c) parabolique concave et (d) parabolique convexe [9]	12
Figure (I.14) : Cavités pour des cas différents. Le trait épais représente les sections uniformément chauffées et refroidies alors que les sections restantes sont maintenues adiabatiques	14
Figure (I.15) : Configuration géométrique et conditions aux limites utilisées par	16
Figure (I.16) : Convection naturelle dans une cavité carrée avec ailette inclinée	16

Chapitre II

Figure (II.1) : Géométrie du problème	18
---	----

Chapitre III

Figure (III.1) : maillage unidimensionnel.....	27
Figure (III.2) : Schéma du volume de contrôle (a), maillage décalé pour u (b), maillage décalé pour v (c),.....	28
Figure (III.3) : volume de contrôle pour le cas unidimensionnel.....	30
Figure (III.4) : Structure de base du code "FLUENT"	35

Chapitre IV

Figure (IV.1) : Domaine d'étude et conditions aux limite	39
Figure (IV.2) : Maillage pour une cavité et une chicane fixé à $H=0.5$ et une longueur $L=0.5$	40
Figure (IV.3) : Evolution des résidus pour $Ra=10^3$	41
Figure (IV.4) : comparaison des isothermes (a) présente étude (b) résultats de Benameur BOUAMOUD et Samir HOUAT	41
Figure (IV.5) : comparaison des lignes des courants (a) présente étude (b) résultats de Benameur BOUAMOUD et Samir HOUAT	41
Figure (IV.6) : comparaison des isothermes et lignes de courant ($Ra=10^5$; $L=0.5$) (a) présente étude (b) résultats de Tasnim et Collins	42
Figure (IV.7) : Les lignes isothermes à $Ra=10^5$ et $Rk=10^3$	47
Figure (IV.8) : Les lignes de courant à $Ra=10^5$ et $Rk=10^3$	48
Figure (IV.9) : Distribution du nombre de Nusselt local à $Ra=10^5$ et $Rk=10^3$ pour différentes portion du chauffage.....	49
Figure (IV.10) : Distribution du nombre de Nusselt local à $Ra=10^5$ et $Rk=10^3$ pour différentes longueurs de la chicane	49
Figure (IV.11) : Distribution du nombre de Nusselt local à $Ra=10^5$	51
Figure (IV.12) : Distribution du nombre de Nusselt local à $R=10^3$	52
Figure (IV.13) : Nombre de Nusselt moyen en fonction de la longueur des ailettes à $Ra=10^5$ et $R=10^3$	53
Figure (IV.14) : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de rapport de conductivité thermique.....	54
Figure (IV.15) : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Rayleigh	52
Figure (IV.16) : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la longueur de portion du chauffage $Ra=10^5$	52

Liste des tableaux

Chapitre III

Tableau (III.1) : Expression de $A(Pe)$ relatives aux différents schémas numériques	33
---	----

Chapitre IV

Tableau (IV.1) : Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de nœuds $Ra=10^3$	40
Tableau (IV.2) : Comparaison de nombre de Nusselt moyen pour la convection naturelle dans une cavité carrée partiellement chauffée	43

Nomenclature

C_p : Chaleur spécifique à pression constante, [J/ Kg . K]

g : Accélération gravitationnelle, [m/s²]

H : longueur de la portion du chauffage, [m]

B : Epaisseur de la chicane [m]

L : Longueur de la chicane [m]

H^* : longueur de la portion du chauffage adimensionnelle

L^* : Longueur adimensionnelle de la chicane

B^* : Epaisseur adimensionnelle de la chicane

P : Pression, [N/m²]

P^* : Pression adimensionnelle

S : Longueur et largeur de la cavité [m]

R_k : Rapport de conductivité thermique, $R_k = k_f / k_a$

t : Temps, [s]

T : Température dimensionnelle, [K]

T^* : Température adimensionnelle

T_c : Température chaude, [K]

T_f : Température froide, [K]

h : coefficient d'échange convectif moyen $W.m^{-2}K^{-1}$

s : surface d'échange [m²]

$\vec{V}$: Vecteur de vitesse du fluide.

u, v : Composantes dimensionnelles de la vitesse, [m/s]

x, y : Coordonnées cartésiennes [m]

Nu_L : Nombre de Nusselt local

Nu : Nombre de Nusselt

Symboles Grecs

α : Diffusivité thermique [m² /s]

β : Coefficient de dilatation [K⁻¹]

ν : Viscosité cinématique, [m² /s]

μ : Viscosité dynamique, [Pa.s]

k : Conductivité thermique, [W/m . K]

Nomenclature

ρ : Masse volumique, [Kg/ m³]

$\Delta\theta$: Différence de température, [K]

Nombres adimensionnels

Gr : Nombre de Grashof

Nu : Nombre de Nusselt

Pr : Nombre de Prandtl

Ra : Nombre de Rayleigh

Re : Nombre de Reynolds

Introduction générale

Le transfert de chaleur est la science qui étudie la manière dont la chaleur se déplace d'une zone à une autre en fonction de la différence de température. Elle a mené des recherches rapides pour répondre aux exigences d'autres technologies comme le nucléaire, le solaire, etc.

Avec le grand développement des systèmes modernes, il est important que tous les ingénieurs, quel que soit leur domaine d'expertise, connaissent les règles de base du transfert de chaleur. Ce phénomène est très important dans la technologie, l'ingénierie et l'industrie, il est présent dans tous les domaines et a de nombreuses applications. Il s'agit d'un système complexe basé sur diverses méthodes importantes telles que : le mouvement de rotation, de convection et de rayonnement.

La conservation d'énergie et l'arrêt du mouvement. Ceci est courant dans l'atmosphère terrestre. Cela peut être causé par le réchauffement de la Terre par l'énergie solaire, le mouvement de l'air froid au-dessus de l'eau chaude ou quelque chose d'autre qui rend la température de la partie inférieure de l'atmosphère comparable à celle-ci.

En tenant compte des forces qui provoquent le mouvement de l'eau, on distingue deux types d'agrégats : forcés et naturels, dans lesquels le mouvement provient de la différence de densité et de température du liquide.

Dans de nombreuses applications d'ingénierie et de technologie naturelle, les composés naturels jouent un rôle important dans ce processus. Dans les espaces confinés, ce matériau a fait l'objet d'une grande attention ces dernières années, compte tenu des performances thermiques de diverses applications techniques et scientifiques, telles que le chauffage, les systèmes nucléaires, la conservation et la protection de l'énergie... etc. , De nombreuses structures géométriques ou moins complexes ont été étudiées théoriquement, numériquement ou expérimentalement, et dans la présente étude nous présentons le cas d'un espace carré avec des côtés froids et chauds. De tels incendies surviennent dans de nombreux domaines industriels, notamment dans la gestion des équipements électroniques sur le terrain.

Pour résoudre les problèmes de transfert de chaleur, nous utiliserons des méthodes numériques pour les cas que nous ne pouvons pas résoudre analytiquement. Les méthodes couramment utilisées incluent les paramètres variables, les éléments finis, les paramètres finis, etc.

Le but de notre travail est de simuler l'écoulement de l'air dans une cavité bidimensionnelle partiellement chauffée avec une paroi froide et une paroi chaude sur laquelle une chicane conductrice est attachée. La simulation est effectuée à l'aide du code de calcul "FLUENT" qui est basé sur la méthode des volumes finis.

Le manuscrit de cette thèse est constitué de quatre chapitres. Le premier chapitre est consacré à des généralités sur la convection thermique, les nombres adimensionnels caractérisant la convection avec une synthèse bibliographique des travaux théoriques, expérimentaux et numériques ayant trait à la convection naturelle dans les cavités.

Une description mathématique complète du problème fera l'objet du deuxième chapitre, où nous présenterons les principes de conservation régissant l'écoulement du fluide, c'est-à-dire l'équilibre constant, la régulation thermique et l'énergie. Et les conditions aux frontières associées.

Le troisième chapitre est consacré à la présentation de la méthode des volumes finis, et la présentation de la structure du code de calcul ANSYS FLUENT.

On rassemble dans le chapitre quatre la validation du code de calcul ainsi que les principaux résultats numériques obtenus dans cette étude. Les discussions, interprétations et analyses des divers résultats de cette étude paramétrique sont également présentés.

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

A decorative frame resembling a scroll, with a grey shadow and a black outline. The frame has rounded corners and a small scroll-like detail at the top right.

CHAPITRE I

GÉNÉRALITÉS

ET SYNTHÈSE

I.1. Introduction

Depuis plusieurs décennies, l'étude des transferts thermiques par convection a donné lieu à un grand nombre de publications scientifiques consacrées à l'étude de la convection naturelle dans les cavités. La plupart de ces études ont été menées avec de l'eau, de l'huile ou de l'air comme fluide. Il est connu que le transfert de chaleur par convection peut être considérablement augmenté en modifiant la configuration de l'écoulement ou en augmentant la surface d'échange entre la paroi et le fluide.

I.2. Notions sur la convection

I.2.1. Définition

La convection est le mode de transmission qui implique le déplacement d'un fluide gazeux ou liquide (écoulement) et échange avec une surface qui est à une température différente. Exemple : C'est ce qui se passe le long d'un radiateur. L'air froid s'échauffe au contact avec le radiateur, se dilate et monte sous l'effet de la poussée d'Archimède. Il est alors remplacé par de l'air froid et ainsi de suite ; il y'a existence de courants de fluide dans l'air ambiant. On distinguera la convection forcée (due à l'action d'une pompe, ventilateur...) de la convection naturelle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, elles sont mêmes provoquées par des différences de température. [1]



Figure (I.1) : Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection

L'intensité de la convection est reliée à plusieurs paramètres tels que, les valeurs de température, la nature de fluide et la surface d'échange. Le flux convectif est donné par la loi de newton :

$$\phi = h \cdot s(T_s - T_\infty) \quad [w]$$

Sachant que :

h : coefficient d'échange convectif moyen $W \cdot m^{-2}K^{-1}$

S : surface d'échange $[m^2]$

T_s : Température de la paroi $[K]$

T_∞ : Température de fluide $[K]$

I.2.2. Type de convection

La convection est le mode de transmission de la chaleur qui se produit au sein des milieux fluides (liquides ou gaz). Elle est caractérisée par un transfert de chaleur associé par un mouvement de fluide. On distingue trois types d'écoulements convectifs :

- La convection forcée pour laquelle le mouvement du fluide est imposé par une force extérieure (pompe, soufflerie, ...),
- La convection naturelle où le mouvement du fluide a pour origine un gradient de densité du fluide (par exemple à cause d'un gradient de température, de salinité, de concentration, d'un mélange de fluides, ...),
- La convection mixte où le mouvement du fluide résulte de la combinaison de la convection forcée et de la convection naturelle. [2]

I.2.3. La Convection Naturelle

Dans la convection naturelle, le mouvement des particules fluides provient de Différence de densité causée par un gradient de température imposé, l'existence d'un champ gravitationnel.

La convection naturelle est l'état d'écoulement obtenu lors du chauffage Aucun fluide circulant externe n'est appliqué. Ce processus est inexplicable dans le cadre précédent car par Découplage entre équations dynamiques et thermiques. Pour soulever ça Dans le paradoxe, nous considérons un phénomène que nous avons ignoré : de légers Par conséquent, cela est dû à des

changements dans la force d'Archimède. Densité causée par la chaleur qui provoque le déplacement du fluide. "chaud et Alors le « pouvoir » est très fortement couplé. Figure (1-2).

Dans ce type de convection le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules de fluide Figure (1.3). [3]

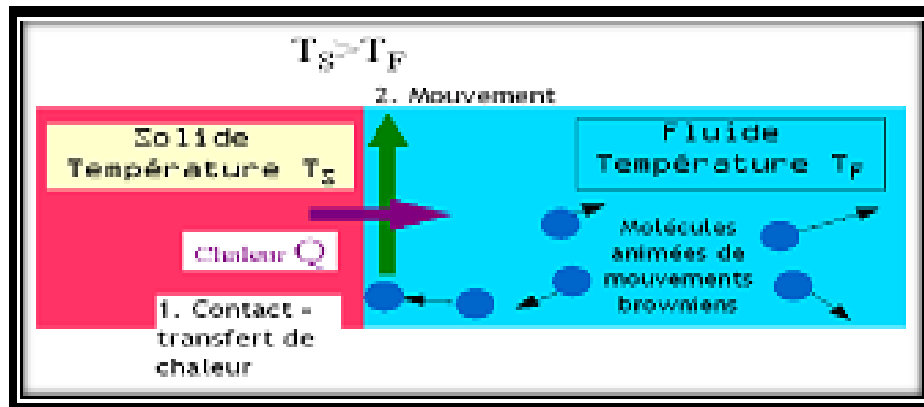


Figure (I.2) : Schéma de la convection naturelle

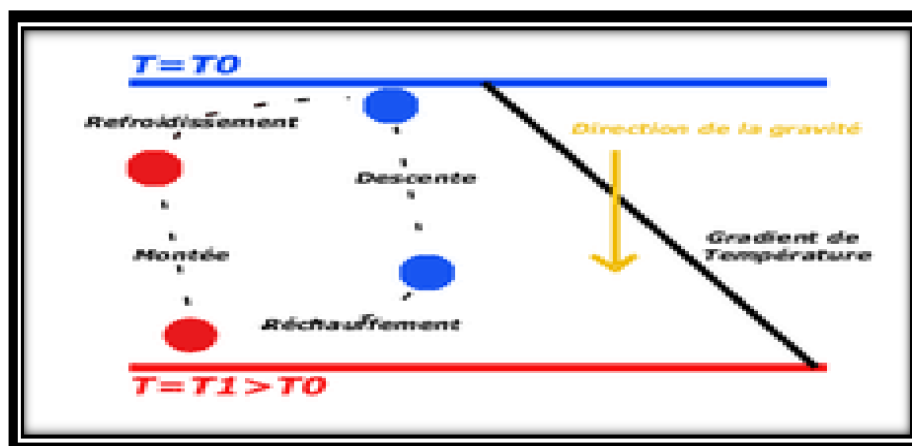


Figure (I.3) : Principe de la convection naturelle

I.3. Convection dans les cavités

La convection naturelle dans les cavités est l'un des sujets les plus importants de l'écoulement des fluides et de la chaleur transfert.

La convection naturelle dans des enceintes rectangulaires et des anneaux cylindriques a fait l'objet d'une attention considérable ces dernières années. En revanche, les recherches traitant

de la convection naturelle dans des géométries plus complexes sont plutôt limitées. La plupart des auteurs ayant traité de problèmes d'écoulement et de transfert de chaleur à l'intérieur de cavités carrées ou rectangulaires, la solution numérique n'est pas complexe et la géométrie est facile à simuler. Cependant, la convection naturelle dans les cavités non rectangulaires telles que les cavités triangulaires et trapézoïdales a reçu peu d'attention. L'écoulement au sein de ces cavités est beaucoup plus complexe à étudier. En revanche, les cavités qui se présentent réellement dans la pratique ont souvent des formes autres que carrées ou rectangulaires. Par conséquent, diverses voies de construction, panneaux d'équipement électronique et capteurs solaires sont considérés comme des cavités non rectangulaires.[4]

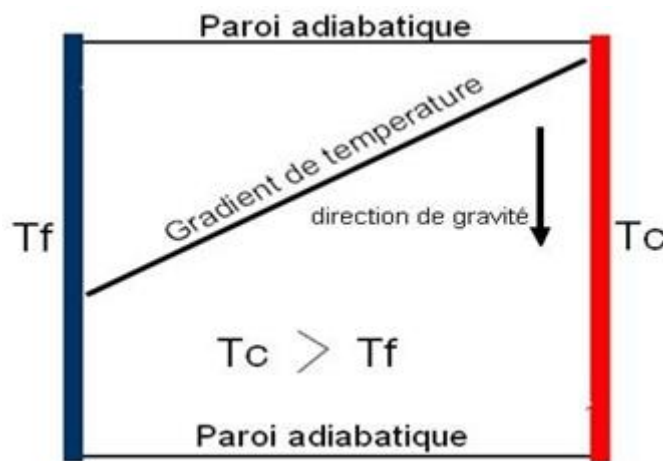


Figure (I.4) : Représentation schématique de la convection naturelle dans les cavités

L'enceinte rectangulaire continue à être la géométrie, qui présente le plus d'intérêt. Dans ce type d'enceintes, généralement deux parois sont maintenues à des températures différentes, tandis que les autres sont isolées. On distingue principalement deux configurations, la première est celle d'une enceinte contenant un fluide et soumise à un gradient vertical de température (convection de Rayleigh-Bénard), la seconde étant celle d'une cavité avec un gradient de température horizontal.

I.3.1 Cavité avec gradient vertical de température

La convection de Rayleigh-Bénard se produit lorsqu'on impose un gradient vertical de température du bas vers le haut de la cavité. Son histoire est longue et riche. Depuis des décennies, il a été étudié sous diverses applications industrielles et perspectives de recherche fondamentale. Le mécanisme de base de cette convection est le suivant. Les parois horizontales

de la cavité sont respectivement chauffées et refroidies. En raison des différences de température, la chaleur circule entre le fluide et le corps et provoque des changements dans la densité de la couche de fluide près de la surface. La différence de densité fait circuler les fluides plus lourds vers le bas et les fluides plus légers vers le haut. [4]

Ce phénomène est bien illustré par le schéma ci –dessous

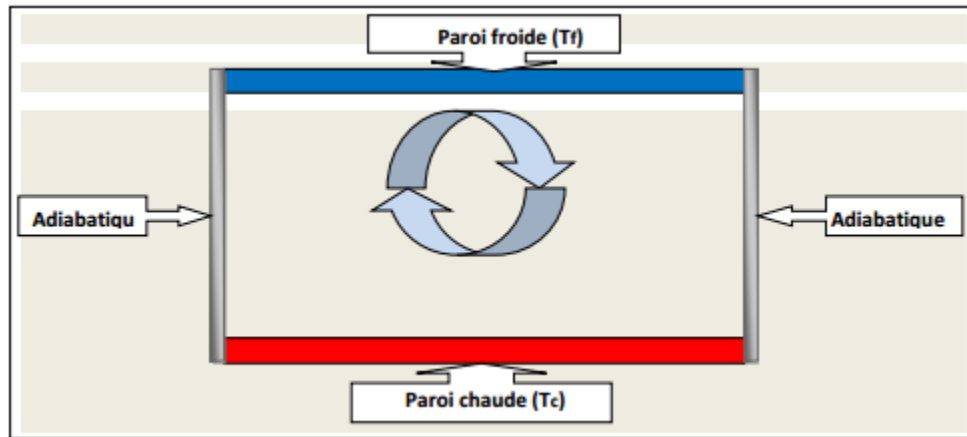


Figure (I.5) : Schéma représentant la configuration de la convection de Rayleigh-Bénard

Au-delà d'une valeur critique de l'écart de température appliqué, des rouleaux contra-rotatifs, d'axes horizontaux apparaissent au sein du fluide (Figure (I.6)). Il y a donc un seuil de convection au-delà duquel le transfert de chaleur se fait par convection.

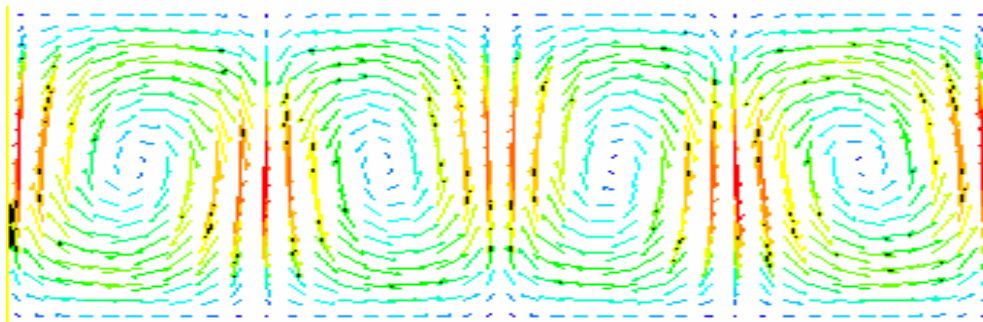


Figure (I.6) : Schéma représentant les rouleaux de la convection de Rayleigh-Bénard

I.3.2. Cavity avec gradient de température horizontal

Dans cette configuration, l'une des parois verticales est chauffée tandis que l'autre est refroidie, les parois horizontales étant considérées adiabatique (figure (I.6)). Pour cette configuration, il n'y a pas de gradient critique de température et le fluide est alors ascendant le long de la paroi chaude et descendante le long de la paroi froide.[6]

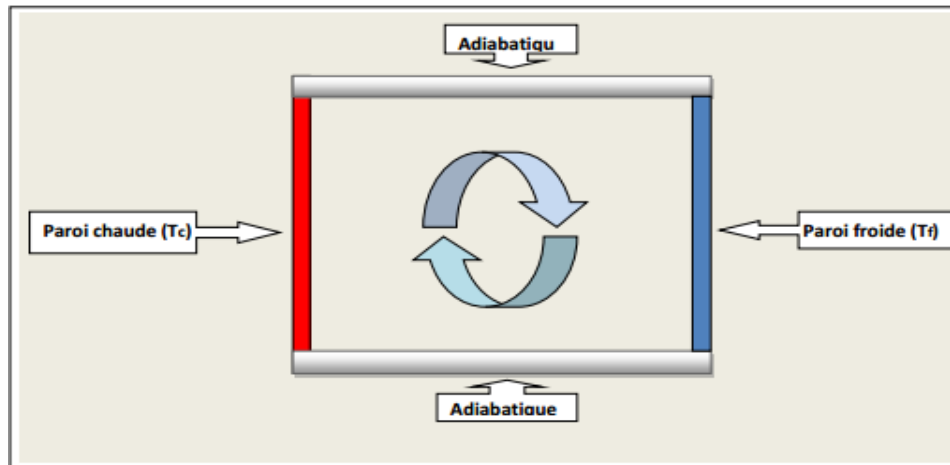


Figure (I.7) : Schéma de la convection dans une cavité avec gradient horizontal de température

I.4. Classification des techniques d'amélioration du transfert de chaleur

Il existe plusieurs techniques qui peuvent être utilisées afin d'optimiser le transport Thermique et classé en actif, passif et composé.

Méthodes passives : Dans cette méthode, aucune force externe n'est utilisée pour renforcer le transfert de chaleur. Modifications superficielles ou géométriques et les diverses inserts jouent un rôle central en pratique. On peut citer quelques différents types de méthodes passives : Surfaces traitées, Surfaces rugueuses, Surfaces étendues, Promoteurs de turbulence, Tubes enroulés, Additifs pour les fluides [7]

Méthodes actives : Cette méthode aborde la question de l'utilisation d'une force externe pour augmentation du taux de transfert de chaleur. Des exemples : Aides mécaniques, Vibration des surfaces, Vibration du fluide, Champs électrostatiques, Champs acoustiques, Jets impactants, Succion ou injection [7]

Méthodes composées : Cette méthode d'amélioration du transfert de chaleur est une combinaison de méthodes actives et passives. L'utilisation simultanée de vibrations fluides et

les bobines de fil peuvent être un bon exemple de cette méthode dans laquelle de nombreuses études ont été menées dans des échangeurs de chaleur [7]

I.4.1. Les surfaces traitées

Elles sont des surfaces qui ont été rendues rugueuses dans le but d'améliorer leurs performances en termes de transfert de chaleur. Ce type de surfaces est principalement utilisé pour des applications d'ébullition ou de condensation [8]

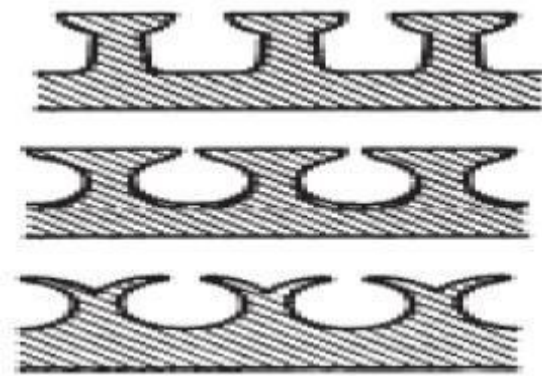


Figure (I.8) : surfaces traitées [9]

I.4.2. Les surfaces rugueuses

Cette technique génère la turbulence dans l'écoulement par des modifications superficielles. Leurs particularités géométriques s'étendent de la rugosité de grain de sable aléatoire aux protubérances discrètes superficielles. [8]



Figure (I.9) : Des tubes avec rugosité structurée bi et tridimensionnelle

I.4.3. Les surfaces prolongées (ailettes)

Le terme "surface auxiliaire" désigne l'augmentation de la surface d'échange thermique par l'ajout d'ailettes. Ces ailettes améliorent le transfert d'énergie par conduction et transfèrent la chaleur à l'environnement par convection ou rayonnement. Elles sont largement utilisées dans divers domaines tels que le chauffage, le refroidissement de moteurs, les échangeurs thermiques, l'électricité, la microélectronique et la microinformatique. Les applications les plus courantes incluent les radiateurs de vapeur d'eau chaude, les refroidisseurs de moteurs et les radiateurs pour les éléments électriques tels que les transformateurs. La microélectronique et l'électricité sont les principaux domaines où les ailettes sont largement employées. [7]

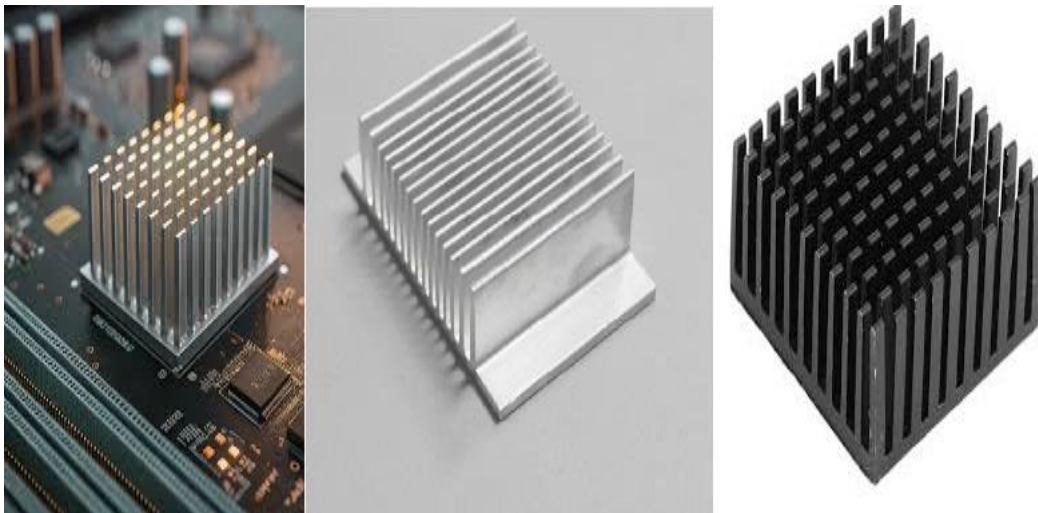


Figure (I.10) : Surfaces ailettées utilisées pour le refroidissement électronique

I.4.3.1. Les ailettes longitudinales

Nous pouvons donner aux nageoires une variété de formes et de géométries, en fonction de leurs applications car ils peuvent être placés dans différents fluides et attachés à différentes manières d'accéder à la surface parent. Généralement, cinq formes d'ailerons sont utilisées pour augmenter la surface. Les formes d'échange incluent le rectangle, le trapèze, le triangle et la parabole. Parabole concave et parabole convexe. [8]

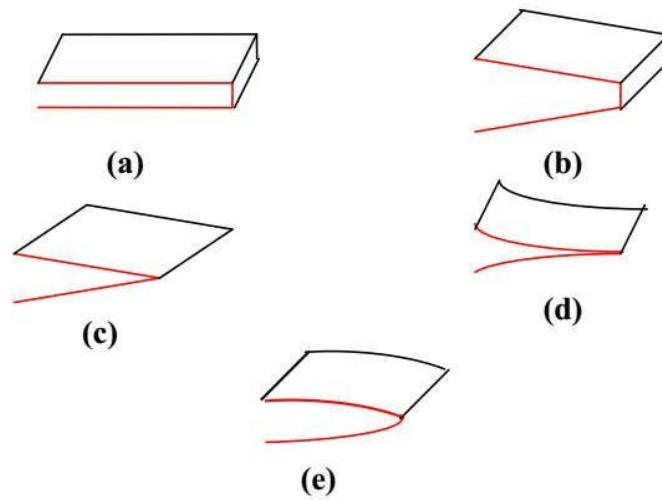


Figure (I.11) : Profils des ailettes longitudinales : (a) rectangulaire, (b) trapézoïdale, (c) triangulaire, (d) parabolique concave et (e) parabolique convexe [9].

I.4.3.2. Les ailettes radiales

L'ailette radiale est également appelée ailette annulaire ou ailette circonférentielle, et la performance de trois profils d'ailettes radiales est considérée. Ce sont rectangulaire, triangulaires et hyperboliques. [8]

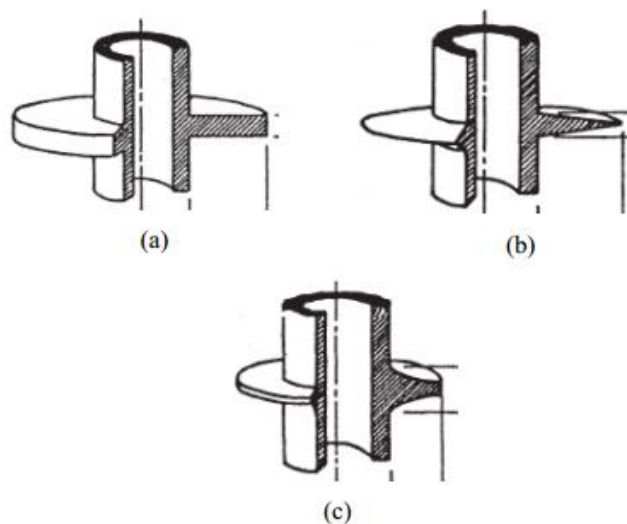


Figure (I.12) : Ailettes radiaux, (a) rectangulaires, (b) triangulaires, (c) hyperboliques [9]

I.4.3.3. Les épines

Généralement quatre formes d'épines sont utilisées et qui sont montrées dans la figure (I.9). Elles sont soit cylindriques, coniques, paraboliques concaves ou encore paraboliques convexes. [7]

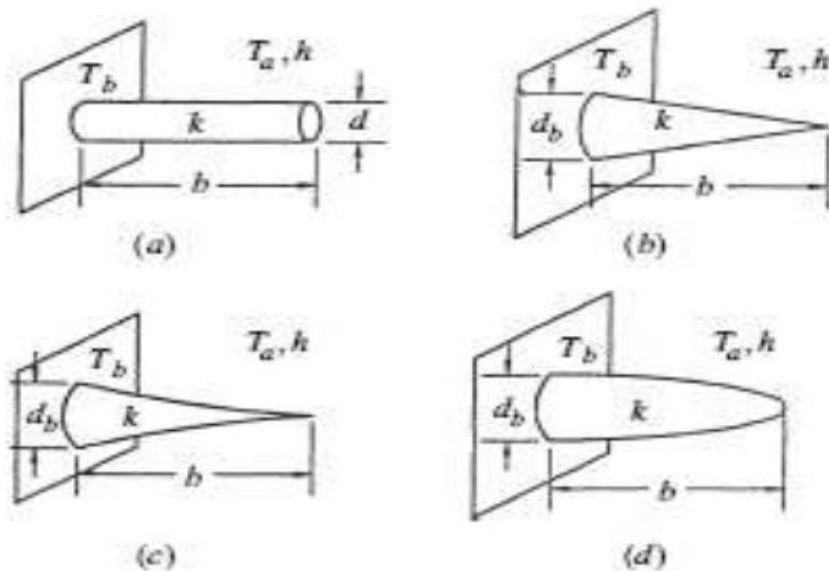


Figure (I.13) : Les épines : (a) cylindrique, (b) conique, (c) parabolique concave et (d) parabolique convexe [9]

I.5. Synthèse bibliographique

Il existe une quantité impressionnante de publications scientifiques portant sur l'étude de la convection naturelle dans les cavités. La plupart des études portant sur la convection naturelle dans les cavités étant en régime permanent avec des conditions aux limites constantes dans le temps (température ou flux de chaleur). Cependant, de nombreuses applications comme le refroidissement des composantes électroniques, les capteurs d'énergie solaire, le chauffage et la climatisation des habitats mettent en jeu le transfert de chaleur par convection naturelle.

- **Stewart et Weinberg 1972** : furent parmi les premiers à étudier la convection naturelle au sein d'une cavité rectangulaire bidimensionnelle avec des parois horizontales adiabatiques, et des parois verticales isothermes, pour des valeurs du nombre de Prandtl qui varient de 0.0127 à 10 ; ils ont comparé le comportement de l'écoulement de plusieurs types de fluides, et ont démontré que le

comportement de l'écoulement dans les métaux liquides est différent de celui des fluides usuels. [10]

- **Kuehn et Goldstein 1976**, ont étudié la convection naturelle laminaire autour d'un cylindre horizontal, isotherme en résolvant les équations de Navier-Stokes et d'énergie à partir d'une procédure numérique elliptique. Des résultats sont obtenus pour une gamme étendue du nombre Rayleigh allant de 10^3 à 10^7 . L'écoulement approche celui de convection naturelle à partir d'une source de chaleur linéaire quand le nombre de Rayleigh tend vers 0 et celui de la couche limite laminaire quand Rayleigh tend vers l'infini. Des solutions de couche limite ne décrivent pas correctement l'écoulement et le transfert thermique aux valeurs faibles ou modérées de Rayleigh, parce qu'elles négligent les effets de courbure et les hypothèses de rupture de la couche limite dans la région du panache. Les résultats se rapportant aux vitesses, températures et transfert de chaleur concordent avec les résultats expérimentaux. [11]
- **Lakhal et Hasnaoui 1995** ont étudié numériquement la convection naturelle transitoire dans une cavité carrée soumise par le bas à une variation sinusoïdale de la température pour un nombre de Prandtl égal à 0,71 (l'air) et pour des nombres de Rayleigh variant de 10^5 à 10^6 . On y montre que si l'on s'intéresse au transfert thermique moyen, le chauffage périodique est avantageux si l'amplitude de l'excitation est grande et si l'intensité de la convection est importante. [12]
- **De Vahl Davis 1983**, a mené une étude numérique sur la convection naturelle au sein d'une cavité carrée bidimensionnelle dont les parois horizontales sont thermiquement isolées et les parois verticales maintenues à des températures respectivement chaude et froide. Il a fourni un ensemble de solutions de références stables pour un nombre de Rayleigh allant de 10^3 à 10^6 . Depuis, ses résultats sont utilisés comme référence. [13]
- **Valencia et Frederick 1989** ont présenté une analyse numérique de la convection naturelle de l'air dans des cavités carrées avec des parois verticales partiellement actives, ils ont considéré cinq positions relatives différentes des zones actives (voir figure (I.10)). Ils ont trouvé que la circulation dépend fortement de la longueur totale de sortie des zones actives, par contre le transfert de chaleur dépend moins de ce paramètre. En outre, le transfert de chaleur dans le cas (d) est élevé, car cette situation donne la distance minimale entre les points situés (Figure (I.14)). Ils ont donné des expressions pour le nombre moyen de Nusselt pour les cinq cas. [14]

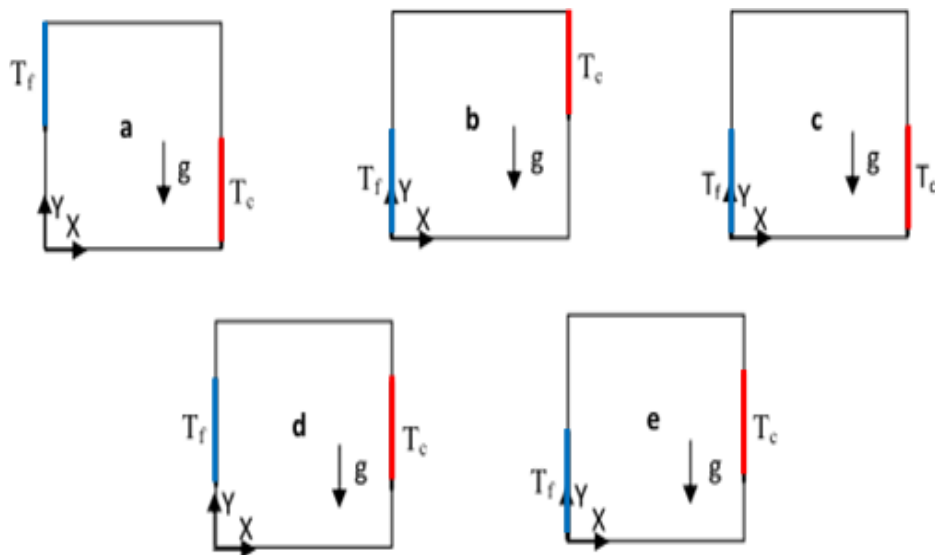


Figure (I.14) : Cavités pour des cas différents. Le trait épais représente les sections uniformément chauffées et refroidies alors que les sections restantes sont maintenues adiabatiques [15]

- **Ganzarolli et Milanez 1995**, qui ont étudié la convection naturelle dans des enceintes rectangulaires chauffées au-dessous et symétriquement refroidies par les côtés. Le nombre de Rayleigh a été varié de 10^3 à 10^7 et le rapport de forme varié de 1 à 9. Les influences du nombre de Rayleigh, du nombre de Prandtl et du rapport de forme sur le mouvement de fluide et sur le transport d'énergie ont été présentées dans leur étude. [15]
- **Benkhelifa et al. 1999** : ont présenté une étude numérique de la convection naturelle en régime laminaire et permanent dans une cuve cylindrique contenant de l'eau. Cette cavité de rapport d'allongement égal à 1 est chauffée au niveau des parois latérales et de la paroi supérieure mais refroidie par le bas. L'influence du nombre de Rayleigh sur le transfert thermique et sur le champ dynamique a été analysée en utilisant la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE. [16]
- **Benchabi et Lanani (2017)** ont présenté une simulation numérique de la convection naturelle dans une cavité bidimensionnelle. Cette cavité est composée de deux parois verticales, maintenues aux températures T_f et T_c . Les autres parois sont adiabatiques. L'écoulement est modélisé par des équations différentielles de conservation. Des calculs numériques ont été effectués sur un maillage en utilisant la procédure de volume fini et l'algorithme SIMPLEC a été utilisé pour résoudre le couplage pression -vitesse dans les équations régissant l'écoulement. Les champs thermiques et dynamiques de l'écoulement dans une cavité carrée ont été obtenus et

comparés aux résultats expérimentaux. De plus, les résultats obtenus montrent l'intensité du flux induit par la force de flottabilité et l'influence du nombre de Rayleigh due, soit, au changement de taille de la cavité, soit, à la différence de température sur le comportement thermique et dynamique.

- **Nag et al 1993.** Cette étude a été réalisée dans deux cas : chicane adiabatique et chicane à conductivité thermique infiniment élevée. Pour la chicane avec une conductivité thermique infiniment élevée, les résultats ont montré que le nombre de Nusselt sur la paroi froide augmentait avec l'augmentation de la longueur du chicane et sa valeur était plus grande comparée au cas de la cavité sans chicane. D'autre part, pour la chicane adiabatique, le transfert de chaleur a été réduit par rapport au cas de la cavité sans chicane. [17]
- **Dou et Jiang 2016** ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité différentiellement chauffée avec des parois gauches et droites maintenues à deux températures différentes et avec des ailettes (c'est-à-dire une ou plusieurs ailettes) attachées à la paroi chaude. Il a été constaté que les ailettes améliorent le transfert de chaleur progressivement avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Ils ont également constaté que le nombre d'ailettes avait un effet négligeable sur le transfert de chaleur. [18]
- **Jetli et al. 1986** ont étudié numériquement la convection naturelle à l'intérieur d'une cavité carrée à deux chicanes décalées. Deux rapports de conductivité et trois configurations géométriques différentes pour les chicanes ont été utilisés pour des nombres de Rayleigh de 10^4 , 10^5 et 3.55×10^5 . Les résultats numériques ont montré que l'influence de la conductivité de la chicane sur la distribution des nombres de Nusselt local augmente lorsque la chicane supérieure est déplacée vers la paroi froide et la chicane inférieure vers la paroi chaude, ce qui indique clairement l'influence significative de la position de la chicane sur le transfert de chaleur. [19]
- **Nag et al 1994** ont également étudié l'effet de la conductivité thermique et l'épaisseur d'une ailette attachée au centre de la paroi chaude sur la convection naturelle dans une cavité carrée différemment chauffée (Figure. I.15). L'épaisseur de l'ailette utilisée dans cette étude est de 0,5%, 1%, 1,5%, 2%, 4% et 10% de la hauteur de la cavité. Il a été constaté que la diminution de l'épaisseur des ailettes réduit le transfert de chaleur jusqu'à une épaisseur critique. Moins que cette valeur, le transfert de chaleur augmente lorsque l'épaisseur de l'ailette diminue. Ils ont également constaté que les ailettes ayant une faible conductivité thermique avaient un effet négligeable. [20]

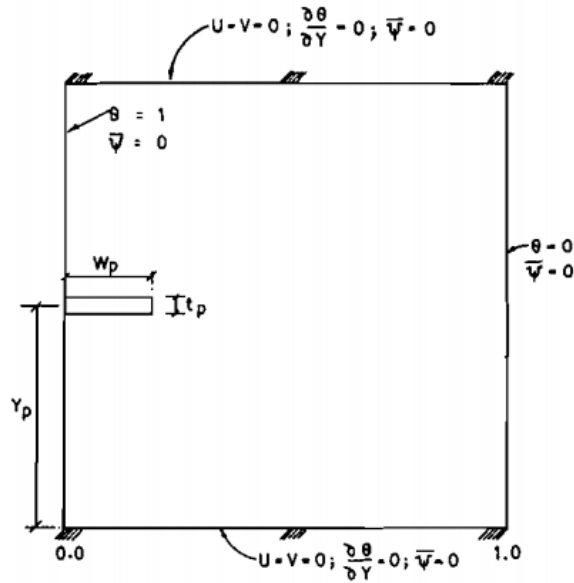


Figure (I.15) : Configuration géométrique et conditions aux limites utilisées par [20]

- **Ben-Nakhi et Chamkha 2006** L'effet de la longueur et de l'angle d'inclinaison des ailettes hautement conductrices sur la convection naturelle dans une cavité carrée est étudié numériquement (Fig. I.16). Les ailettes sont fixées au milieu du mur thermique. L'angle d'inclinaison et la longueur des ailettes ont un impact significatif sur le nombre de Nusselt moyen de la paroi chaude. [21]

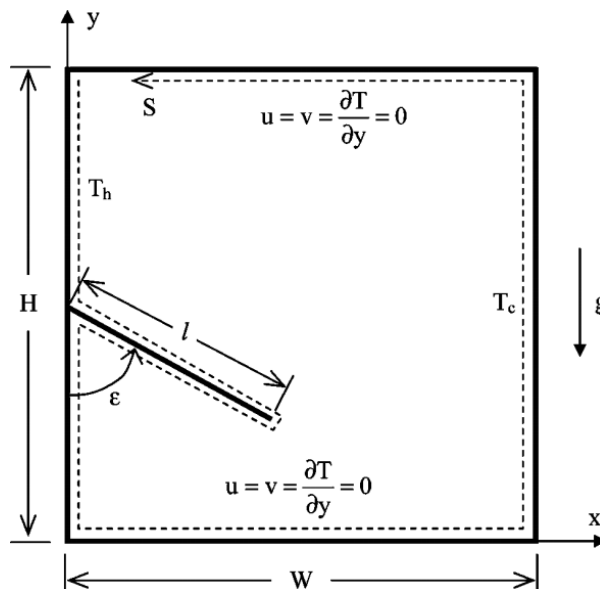


Figure (I.16) : Convection naturelle dans une cavité carrée avec ailette inclinée [21]

- **Oztop et Bilgen 2006** ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité différentiellement chauffée. Les parois verticales étaient maintenues à une température constante T_C et T_h ($T_h \geq T_C$) et les parois horizontales étaient isolées. De plus, une chicane isotherme à la température T_C a été fixée à la paroi inférieure. Plusieurs paramètres géométriques ont été étudiés tels que l'épaisseur, la hauteur et la position du chicane pour différents nombres de Rayleigh. Les résultats ont montré que le transfert de chaleur augmente progressivement avec l'augmentation de l'hauteur et de l'épaisseur de la chicane. Il a également été constaté que, autant que la chicane était plus proche de la paroi chaude ou froide, le transfert de chaleur était réduit plus efficacement. [22]
- **Fu et al. 1989** Une étude numérique de la convection naturelle laminaire transitoire dans une enceinte bidimensionnelle séparée par des chicanes adiabatiques. Il a été constaté que l'effet des chicanes et du nombre de Rayleigh (410 et 610) sur le mécanisme de transfert de chaleur est significatif pendant le premier tiers de la période transitoire, indépendamment de la présence ou de l'emplacement des chicanes. [23]

I.6. Conclusion

Dans cette étude, nous avons décrit les trois types de convection avec une petite étude de la convection naturelle dans les cavités. Enfin, nous avons présenté quelques recherches bibliographiques sur le transfert de chaleur par convection naturelle.

A decorative frame resembling a scroll, with a light gray background and a dark gray border. The frame has rounded corners and a vertical strip on the left side that looks like a scroll binding. The text is centered within the frame.

CHAPITRE II

MODELISATION

MATHÉMATIQUE

II.1. Introduction

Chaque phénomène physique est souvent formulé par des équations mathématiques (équations différentielles) qui représentent une modélisation de ce phénomène. Une modélisation doit obligatoirement exprimer le comportement du phénomène dans l'espace et dans le temps. En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois classiques de conservation [24]

Dans ce chapitre Nous formulons les équations des problèmes physiques considérés en termes d'équations de masse, de quantité de mouvement et de conservation de l'énergie. La forme générale des équations et les conditions aux limites qui dictent le phénomène sont présentées.

II.2. Description du problème

Le problème à considérer est schématiquement représenté sur la figure III.2. Une cavité carrée de longueur (s) avec chicane conductrice attachée à la paroi chaude

Les parois horizontales de la cavité sont considérées comme adiabatiques. La paroi gauche (chaude partiellement) est maintenue à une température T_c tandis que la paroi droite (froide) est maintenue à une température T_f ($T_f > T_c$)

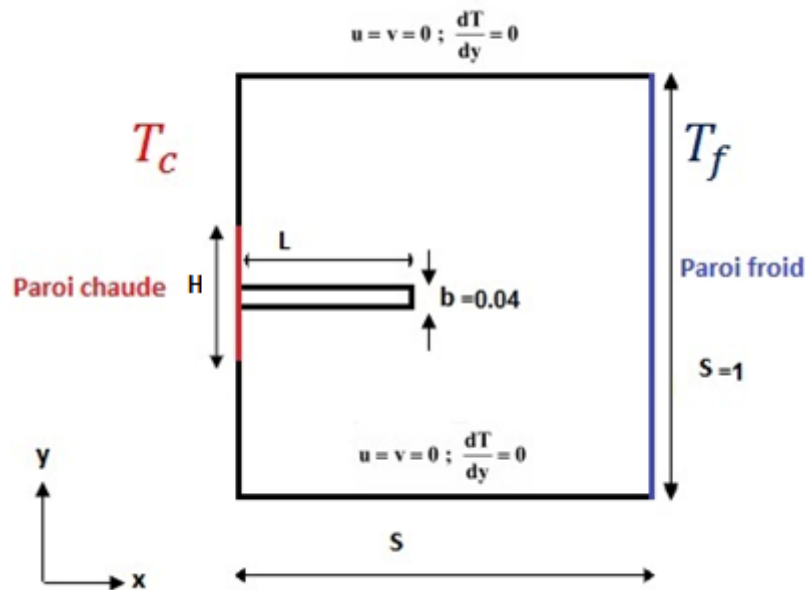


Figure (II.1) : Géométrie du problème

II.3. Equations gouvernantes

Le système d'équation gouvernantes les phénomènes de la convection naturelle est régit par les équations générales de la continuité , quantité de mouvement, conservation d'énergie .

II.3.1. Équation de continuité

En mécanique des fluides, la loi de conservation de masse pour un volume de contrôle matériel peut exprimer par l'équation de continuité. L'équation s'exprime par la relation suivante : [25]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{II.1})$$

Où ρ est la masse volumique et V est le vecteur de vitesse.

II.3.2. Équations de la conservation de la quantité de Mouvement

Le principe fondamental de la mécanique implique que la variation de la quantité de mouvement d'un domaine matériel doit être égale à la somme des forces extérieures qui s'exercent sur lui. Ces forces sont de deux types : des forces volumiques ou de champ (comme la pesanteur) et des forces de contact (comme la pression) agissant sur la surface de domaine matériel [26]

L'équation de conservation de quantité de mouvement s'écrit sous la forme :

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} \right) = \vec{\nabla} P + \vec{\nabla} \mu (\vec{\nabla} \vec{V}) + \rho \vec{g} \quad (\text{II.2})$$

Avec $\mathbf{P}$: La pression,

μ : La viscosité dynamique du fluide.

$\vec{V}$: Vecteur de vitesse du fluide.

$\vec{g}$: Accélération de la pesanteur.

Après la projection de l'équation (II.2) suivant les coordonnées cartésiennes (x, y, z) on obtient :

- Suivant la direction x :

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{u}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{u}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{u}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \vec{P}}{\partial x} + \mu \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial z} \right) \right\} \quad (\text{II.3})$$

- Suivant la direction y :

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{v}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{v}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{v}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \vec{P}}{\partial y} + \mu \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial z} \right) \right\} - \rho \vec{g} \quad (\text{II.4})$$

- Suivant la direction z :

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{w}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{w}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{w}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{w}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \vec{P}}{\partial z} + \mu \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \vec{w}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \vec{w}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \vec{w}}{\partial z} \right) \right\} \quad (\text{II.5})$$

II.3.3. Equation de conservation de l'énergie

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différentes formes d'énergie, soit : [27]

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \vec{\nabla} T \right) = \vec{\nabla} \lambda \vec{\nabla} T + \beta T + \frac{\partial P}{\partial t} + \mu \phi + \dot{q} \quad (\text{II.6})$$

Où λ : La conductivité thermique,

C_p : La chaleur spécifique du fluide à pression constante.

T : Température du fluide

Avec ϕ est la fonction de la dissipation définie comme suit :

$$\phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (\text{II.7})$$

II.4. Hypothèses simplificatrices

Le processus de convection naturelle dans une cavité est gouverné par un ensemble d'équations qui traduisent la conservation des différentes propriétés physicochimiques mises en jeu. La résolution des équations gouvernantes nécessite un certain nombre d'hypothèses simplificatrices, on admet à cet effet :

- L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- Le fluide est newtonien et incompressible.
- L'écoulement résultant est laminaire.

- La température est constante dans le temps.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- La densité de puissance dissipée est négligeable.
- Le travail dû à la viscosité et à la pression est négligeable.
- La masse volumique du fluide varie linéairement avec la température. Cette variation est donnée par la relation suivante :

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II.8})$$

Où ρ_0 et T_0 sont respectivement la masse volumique et la température de référence

Et β : Coefficient d'expansion thermique à pression constante.

T : La température du fluide en un point donné

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (\text{II.9})$$

On utilise une hypothèse simplificatrice connue par l'hypothèse de Boussinesq, [22] qu'elle dit : «la masse volumique (ρ) du fluide est supposée constante dans les équations hydrodynamiques, sauf dans le terme générateur de la convection naturelle ($\rho \cdot g$), où ses variations induisent directement des forces de poussée d'Archimède.

Toutes les autres caractéristiques thermo-physiques du fluide (la viscosité dynamique μ , la conductivité thermique k et la chaleur massique à pression constante C_p) sont considérées comme constantes et définies à la température de référence T_0

II.5 Equations gouvernantes simplifiées

Compte tenu des hypothèses précédentes, le système d'équation régissant le modèle peut être réduit sous la forme dimensionnelle suivante :

II.5.1. Équation de continuité

Après d'application des précédentes hypothèses on obtient :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.10})$$

Pour un écoulement de fluide incompressible ($\rho = \text{cste}$)

II.5.2. Équations de la conservation de la quantité de Mouvement

- Suivant la direction x :

$$\rho \left(u \frac{\partial \vec{u}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{u}}{\partial y} \right) = - \frac{\partial \vec{P}}{\partial x} + \mu \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial y} \right) \right\} \quad (\text{II.11})$$

- Suivant la direction y :

$$\rho \left(u \frac{\partial \vec{v}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{v}}{\partial y} \right) = - \frac{\partial \vec{P}}{\partial y} + \mu \left\{ \left(\frac{\partial^2 \vec{v}}{\partial x^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 \vec{v}}{\partial y^2} \right) \right\} - \vec{g} \beta (T - T_0) \quad (\text{II.12})$$

II.5.3. Equation de conservation de l'énergie

Prise en compte de la dissipation thermique du frottement visqueux et de la source de chaleur. La chaleur ou la masse est négligeable.

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

II.6. Nombres adimensionnels

Une quantité sans dimension (ou quantité sans dimension) est une quantité qui peut décrire des caractéristiques physiques sans dimensions ni unités d'expression explicites. Il consiste en le produit ou le rapport de la quantité et de la dimension, de sorte que le rapport des unités soit égal à un. Ces quantités sans dimension sont particulièrement pertinentes en mécanique des fluides et pour décrire les phénomènes de transfert lors de l'utilisation de modèles simplifiés ou de similitudes avec les théories des modèles et pour la construction d'interprétations des résultats de tests. On les appelle nombres sans dimension, nombres sans dimension ou encore nombres caractéristiques. Le nombre sans dimension le plus couramment utilisé dans le domaine de la convection [28]

II.6.1. Le Nombre de Reynolds

Représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce nombre sans dimension apparaît naturellement en dimensionnant les équations de Navier-Stokes. On le définit de la manière suivante :

$$Re = \frac{LU}{\nu} \quad (\text{II.14})$$

U : Vitesse caractéristique du fluide [m/s]

L : Dimension caractéristique [m]

ν : Viscosité cinématique du fluide [m^2/s]

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Avec : **ρ** masse volumique du fluide [kg/m^3]

μ viscosité dynamique du fluide [kg / (m.s)]

II.6.2. Nombre de Prandtl

C'est un nombre sans dimension, ainsi nommé en hommage au physicien allemand Ludwig Prandtl. C'est le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et celle de la chaleur (diffusivité thermique) [29]

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (II.15)$$

ν : est la viscosité cinématique [m^2/s]

α : Diffusivité thermique [m^2/s]

Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un nombre de Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un Prandtl faible indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température.

II.6.3. Le Nombre de Rayleigh Ra

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

$$Ra = Gr.Pr \quad (II.16)$$

II.6.4. Nombre de Grashof

IL correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. IL est défini par [24]

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2} \quad (\text{II.17})$$

g : est la gravité [m/s^2]

β : est coefficient d'expansion thermique [K^{-1}].

ΔT : est la différence de température entre la paroi inférieure et la paroi supérieure [K]

L : est la dimension géométrique [m].

ν : est la viscosité cinématique [m^2/s]

II.6.5. Nombre de Nusselt

Est un nombre adimensionnel utilisé dans les opérations de transfert thermique. Il représente le rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert thermique conductif à travers une interface (souvent fluide/solide). On le définit de la manière suivante.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (\text{II.18})$$

Avec : h : Coefficient de transfert thermique.

L : Longueur caractéristique.

k : Conductivité thermique du fluide.

II.7. Conditions initiales et aux limites

II.7.1. Conditions initiales

Afin de ne pas être gêné par des problèmes de divergences, on doit partir d'un état initial qui est proche de la réalité. A l'instant $t=0$, les grandeurs physiques sont donc prises comme suit :

- ✓ La vitesse longitudinale $u = 0$ m/s.

- ✓ La vitesse transversale $v = 0$ m/ s.
- ✓ La température $T_0 = T_c$

II.7.2. Conditions aux limites

✚ Sur la paroi du fond :

$$u = v = 0$$

✚ Sur la paroi du haut :

$$u = v = 0$$

✚ Sur la paroi gauche :

$$u = v = 0$$

$$T_c = 274.15 \text{ K}$$

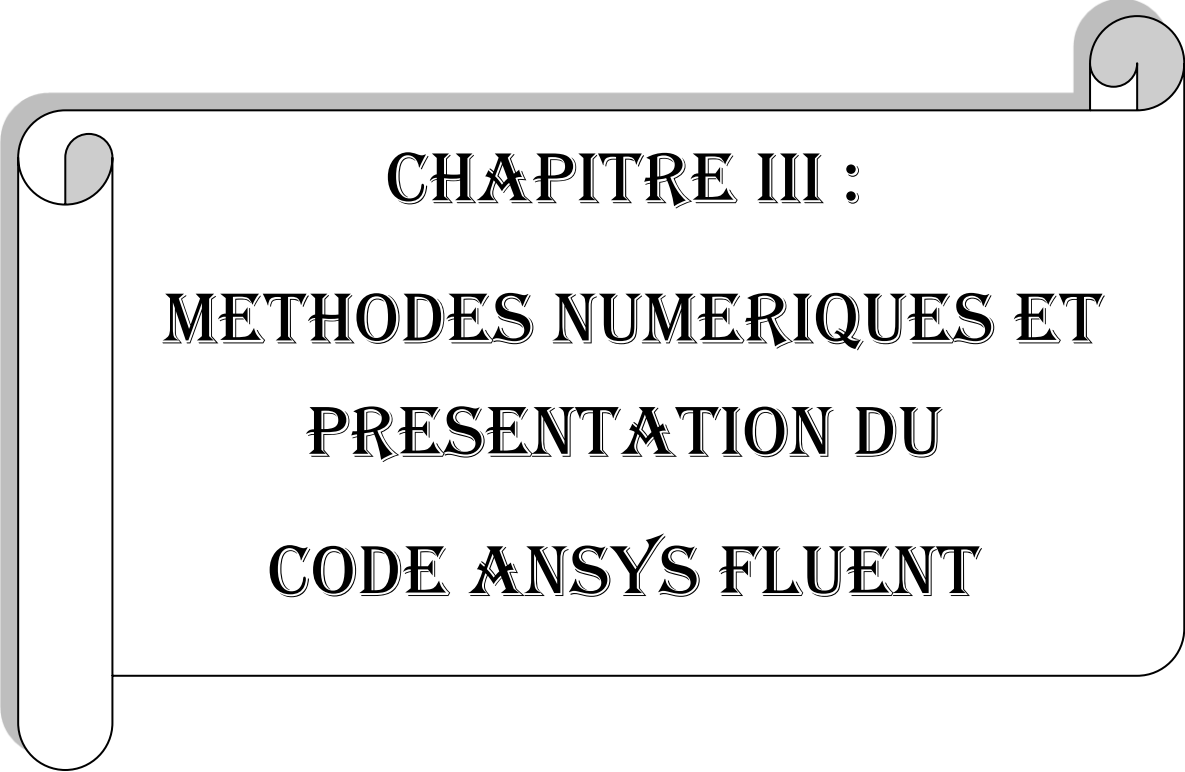
✚ Sur la paroi droite :

$$u = v = 0$$

$$T_f = 273.15 \text{ K}$$

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous présentons les équations d'approximation de Boussinesq régissant la convection naturelle et appliquons des conditions aux limites thermiques et dynamiques à différentes parois de cavités et de coudes.

A decorative scroll frame with a light gray background and a dark gray border. The frame has a scroll-like shape on the left side and a small scroll-like detail on the top right corner.

CHAPITRE III :

METHODES NUMERIQUES ET

PRESENTATION DU

CODE ANSYS FLUENT

III.1. Introduction

Les écoulements de fluides, que ce soit en régime laminaire ou turbulent sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles (E.D.P). Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ d'écoulement. Malheureusement, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique et exacte à de tels systèmes du fait que les équations citées précédemment soient très complexes, c'est-à-dire non linéaires d'une part et couplées d'autre part.

Le passage d'un problème aux dérivées partielles continu à un problème discret s'appuie sur les méthodes classiques d'analyse numérique. On distingue trois grandes méthodes pour formuler un problème continu sous forme discrète, la méthode des différences finies, des éléments finis et des volumes finis. La méthode utilisée par le code "FLUENT" est celle des volumes finis.

III.1.1. La méthode des éléments finis

Le principe de base de la méthode des éléments finis est de diviser le domaine de recherche en domaines fondamentaux de dimensions finies. Dans chaque domaine, appelé élément fini, la fonction inconnue est approchée par un polynôme dont le degré peut varier selon l'application, mais est généralement maintenu faible. Ces éléments, triangles ou quadrilatères, lignes ou courbes, doivent créer une division du domaine d'études (ils sont disjoints et leur union couvre l'ensemble du domaine). Ce partitionnement est souvent appelé partitionnement ou discrétisation du domaine, et un certain nombre de règles doivent être respectées pour assurer le bon déroulement du calcul. [30]

III.1.2. La méthode des différences finies

Le domaine de calcul est discrétisé en un nombre fini de points sur lesquels on approche les opérateurs de dérivation des équations modèles par des développements en séries de Taylor tronquées à l'ordre de précision choisie [25]

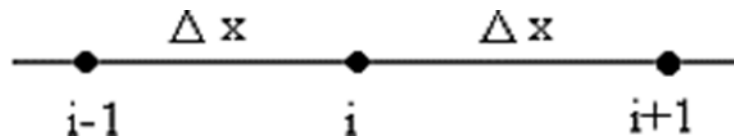


Figure (III.1) : maillage unidimensionnel

III.1.3. La méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est la meilleure méthode utilisée en dynamique des fluides computationnelle. Elle repose sur des principes qui sont également valables dans la vie quotidienne, en politique et dans les méthodes scientifiques. C'est le principe de diviser pour régner en tant que méthode scientifique très efficace. La méthode consiste donc à diviser le domaine de calcul en plusieurs petits volumes non superposés, dont la somme est exactement égale au volume du domaine de calcul à étudier. Ceci est important pour garantir les principes de conservation, en particulier la conservation du flux entre l'entrée et la sortie du domaine de calcul. En résumé, cette méthode nous fournit un bilan de débit local dans un petit volume de contrôle [31]

III.2. Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis consiste à diviser le domaine de calcul en un certain nombre fini, appelé volume de contrôle. Les équations algébriques qui sont obtenues par l'intégration des équations aux dérivées partielles, à travers ces volumes de contrôle. Ces équations discrétisées conservent toutes les grandeurs physiques sur ce dernier. La technique des volumes finis comporte essentiellement les étapes suivantes :

- La division du domaine considéré en volume de contrôle.
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles.
- L'écriture des équations algébriques aux nœuds du maillage.
- Résolution du système algébrique non linéaire.

III.2.1. Maillage

Les équations différentielles ponctuelles qui gouvernent notre phénomène sont écrites dans chaque point du domaine physique. Pour les projeter sur ce domaine nous construisons une grille divisée en un certain nombre de volumes finis, et en chaque volume, on considère des points situés en son milieu. Les faces d'un volume de contrôle typique sont localisées au point e, w, n, s. Notons P le centre du volume de contrôle considéré et E, W, N,

S sont les centres des volumes de contrôles adjacents situés respectivement à l'Est, l'Ouest, le Nord et le Sud de celui contenant P. Les quantités scalaires (pression et température) sont stockées aux centres des volumes finis. Par contre, les quantités vectorielles (composantes u et v) sont stockées respectivement aux faces Est et Nord et . Pour éviter certains problèmes numériques, les équations de quantité de mouvement sont résolues dans des volumes finis décalées vers la droite pour l'impulsion suivant X et vers le haut pour l'impulsion suivant Y [32].

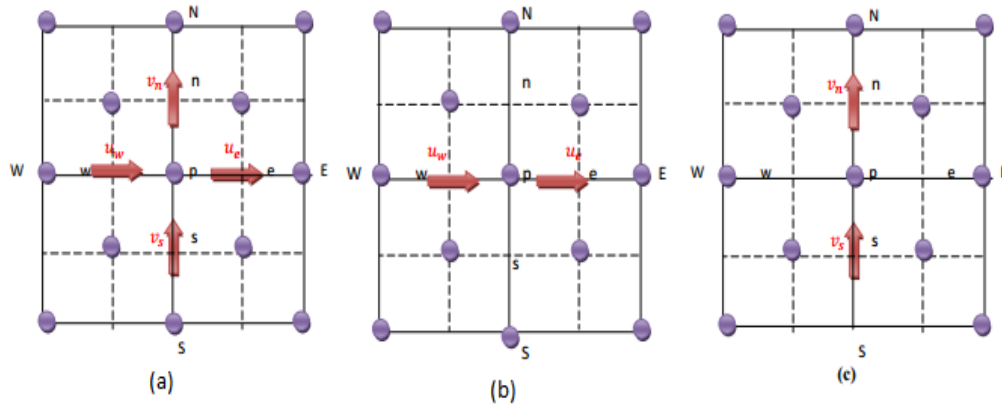


Figure (III.2) : Schéma du volume de contrôle (a), maillage décalé pour u (b), maillage décalé pour v (c),

III.2.2. Forme générale de l'équation de transport

La forme générale de l'équation de transfert d'une quantité quelconque ϕ dans un fluide en mouvement donné par Patankar [33] :

$$\frac{\partial \phi}{\partial t}(\rho \cdot \phi) + \text{div}(\rho \cdot \phi \cdot V) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S_{\phi} \quad (\text{III.1})$$

$\frac{\partial \phi}{\partial t}(\rho \cdot \phi)$: Terme temporel.

$\text{div}(\rho \cdot \phi \cdot V)$: Terme convectif.

$\text{div}(\Gamma \text{grad} \phi)$: Terme de diffusion.

S_{ϕ} : Terme source.

Γ : Coefficient de diffusion.

ϕ : fonction générale (soit T, soit C, soit V...)

Pour déterminer le champ de la variable ϕ dans un domaine d'étude par la méthode des volumes finis. Les étapes à suivre sont essentiellement [34] :

- Définir le domaine d'étude ces domaines appelés volumes finis.
- Intégrer l'équation de transport sur chaque volume fini.
- Discrétiser les différents termes de la forme intégrée de l'équation de transport (transformer l'équation différentielle ponctuelle en un système des équations algébriques).
- Introduire les conditions initiales et aux limite appropriées.
- Résoudre le système algébrique final par une méthode de résolution pour obtenir un champ approche de ϕ dans des points discrets du domaine considère.

L'intégration de l'équation « générale » :

$$\int_V \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_V \text{div}(\rho \cdot \phi \cdot \vec{V}) dV - \int_V \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) dV = \int_V S(\phi) dV \quad (\text{III.2})$$

Par l'utilisation du théorème de « flux-divergence » on obtient :

$$\int_V \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV = \int_V \text{div}(\rho \cdot \phi \cdot \vec{V} - \Gamma \cdot \nabla \phi) dV + \int_V S(\phi) dV \quad (\text{III.3})$$

Avec $J = (\rho \cdot \phi \cdot \vec{V} - \Gamma \cdot \nabla \phi)$

De composantes $J_x = \vec{j}_{nx} = \rho \cdot U \cdot \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}$

$$J_y = \vec{j}_{ny} = \rho \cdot U \cdot \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y}$$

On peut écrire (III -1) et (III-2) sous la forme tensorielle suivante :

$$\frac{\partial(\rho \cdot \phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_j \phi)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X_j} \right) + S$$

En commençant par le cas le plus simple, pour simplifier les choses :

D'après l'équation (III -1) on peut écrire, pour le cas unidimensionnel stationnaire :

$$\frac{\partial(\rho U \phi)}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial X} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X} \right)$$

- La même chose pour l'équation (III.2) :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot U) = 0 \quad (III.2)$$

où $\rho \cdot U = \text{constante}$.

L'intégration de l'équation (III.3) sur le volume de contrôle (Figure (III.1)) est :

$$(\rho U \phi)_e - (\rho U \phi)_w = \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \quad (III.5)$$

Par l'utilisation de la formule de série de « TAYLOR

$$\phi_e = \frac{1}{2}(\phi_E + \phi_P) \quad \text{et} \quad \phi_w = \frac{1}{2}(\phi_W + \phi_P)$$

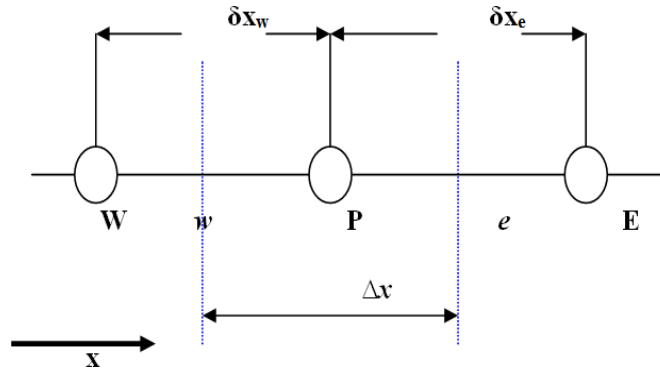


Figure (III.3) : volume de contrôle pour le cas unidimensionnel

$$\left(\Gamma \cdot \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e = \Gamma_e \frac{(\phi_E + \phi_P)}{(\delta x)_e} \quad \text{et} \quad \left(\Gamma \cdot \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w = \Gamma_w \frac{(\phi_W + \phi_P)}{(\delta x)_w}$$

Par la Substitution dans l'équation (III.5) on obtient :

$$\frac{1}{2}(\rho U)_e(\phi_E + \phi_P) - \frac{1}{2}(\rho U)_w(\phi_W + \phi_P) = \Gamma_e \frac{(\phi_E + \phi_P)}{(\delta x)_e} - \Gamma_w \frac{(\phi_E + \phi_W)}{(\delta x)_w} \quad (III.3)$$

Pour écrire l'équation sous forme plus compacte ; on définit :

$$F = \rho \cdot U \quad \text{et} \quad D = \frac{\Gamma}{\delta x} \quad (III.4)$$

où : F est l'intensité de la convection et D est la conductance de la diffusion.

Tel que « D », reste toujours positive, alors que la valeur de « F » dépend de la direction de l'écoulement.

Et : $Pe = F/D$, est le nombre de « Peclet » qui est déterminé par le rapport entre l'intensité convective et la conductance diffusive.

Après le rangement de l'équation (II-6) on obtient :

$$a_p \cdot \phi_p = a_E \cdot \phi_E + a_w \cdot \phi_w \quad (III.8)$$

$$a_E = D_e \cdot A(|Pee|) + [| - Fe, 0 |]_{max} \quad (III.9)$$

$$a_w = D_w \cdot A(|Pew|) + [| - Fw, 0 |]_{max} \quad (III.10)$$

$$a_p = a_E + a_W + (Fe - Fw) \quad (III.11)$$

Cas bidimensionnel :

Pour le cas bidimensionnel l'équation (III.8) s'écrit (d'après la formulation généralisée donnée par Patankar) ;

$$a_p \cdot \phi_p = a_E \cdot \phi_E + a_W \cdot \phi_w + a_N \cdot \phi_N + a_s \cdot \phi_s + b \quad (III.12)$$

La formulation généralisée est:

$$a_E = D_e \cdot A(|Pee|) + [| - Fe, 0 |]_{max} \quad (III.13)$$

$$a_W = D_w \cdot A(|Pew|) + [| - Fw, 0 |]_{max} \quad (III.5)$$

$$a_N = D_n \cdot A(|Pen|) + [| - Fn, 0 |]_{max} \quad (III.6)$$

$$a_S = D_s \cdot A(|Pes|) + [| - Fs, 0 |]_{max} \quad (III.7)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_n + a_s + a_p^0 + S_p \Delta x \cdot \Delta y \quad (III.9)$$

$$b = Sc \cdot \Delta x \cdot \Delta y + a_p^0 \cdot \phi_p^0 \quad \text{et} \quad a_p^0 = \frac{\rho_p^0 \Delta x \cdot \Delta y}{\Delta t} \quad (III.10)$$

Les valeurs (ϕ_p , ϕ_E , ϕ_w , ϕ_N et ϕ_S) sont des quantités inconnues à l'instant ($t+\Delta t$); d'autre part, les taux de masse (d'écoulement): Fe , Fw , Fn et Fs sont déterminés par l'équation (III.7), et les conductances correspondantes sont définies par [33]:

$$D_e = \frac{\Gamma_e \Delta y}{(\delta x)_e}, \quad D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y}{(\delta x)_w}, \quad D_n = \frac{\Gamma_n \Delta y}{(\delta y)_n}, \quad D_s = \frac{\Gamma_s \Delta y}{(\delta y)_s} \quad (III.19)$$

Et les nombres de « Peclet » par :

$$(Pe)_e = \frac{F_e}{D_e}, (Pe)_w = \frac{F_w}{D_w}, (Pe)_n = \frac{F_n}{D_n}, (Pe)_s = \frac{F_s}{D_s} \quad (III.20)$$

Par la relation $A(|Pe|)$, on peut utiliser les différentes méthodes, ce qu'on appelle « les schémas ». [28]

$$A(|Pe|) = [0, (1 - 0.1|Pe|)^5]_{max} \quad (III.21)$$

III.2.3. Schémas de discrétisation

Nous introduisons maintenant quelques schémas d'interpolation servant à déterminer la valeur de la variable dépendante ϕ aux interfaces du volume de contrôle, Parmi ces schémas, on distingue le schéma aux différences centrées (Central Difference Scheme) qui utilise une procédure d'interpolation linéaire mais qui reste, cependant, limité pour des valeurs de $|P| < 2$.

Une autre alternative à ce schéma est la procédure aux différences décentrées (Upwind Scheme). Ce schéma est moins précis que celui aux différences centrées pour les écoulements qui ne sont pas à convection dominée. Par conséquent, un certain nombre d'auteurs ont proposé des combinaisons des deux schémas précédents. Spalding a développé le schéma hybride (Hybrid Scheme) qui rejoint le schéma aux différences centrées pour $|P| < 2$ et le schéma aux différences décentrées pour $|P| > 2$.

Ainsi, un certain nombre de méthodes ont été développées afin de présenter un changement plus graduel et qui sont en bon accord avec la solution exacte d'un problème monodimensionnel. Patankar (1980) [35], propose le schéma d'approximation de la loi de puissance (Power Law Scheme) qui s'avère très efficace puisqu'il approche beaucoup mieux la solution exacte. Ce schéma a été développé à partir du schéma exponentiel exact (Exponential Scheme). Ce dernier n'a pas été utilisé à cause du temps de calcul important nécessaire au calcul des exponentielles.

Schéma numérique	A(Pe)
Difference centers	$1-0.5 Pe $
Upwind	1
Hybrid	$\text{Max}[0, 1-0.5 Pe]$
PowerLaw	$\text{Max}[0, (1-0.5 Pe)^5]$
Exponential(exact)	$ P /[exp(P)-1]$

Tableau (III.1) : Expression de A(Pe) relatives aux différents schémas numériques [36].

III.3. Méthode de résolution

La discrétisation des équations gouvernantes a conduit à un système des équations algébriques. Les méthodes de résolution des systèmes d'équations algébriques peuvent être classées en deux classes, directes (inversion d'une matrice, Gauss, Gauss Jordan avec Pivot, L.U.avec substitution) et indirectes(ou itératives) (Jacobi, Gauss- Seidel; méthode de Balayage). Dans la majorité des cas, la résolution est entamée par les méthodes itératives surtout pour les problèmes non linéaires, d'autre côté, les méthodes directes exigent une mémoire énorme et un temps de calcul plus grand.

La façon d'obtenir une solution convergée est un des éléments essentiels de prédiction d'écoulement au moyen des codes CFD. Le code "FLUENT" propose différentes techniques pour accélérer le processus de convergence est augmentée si une bonne estimation de la solution est donnée comme condition initiale. Nous avons recours à plusieurs techniques décrites ci-dessous :

III.3.1. Critère de convergence

La résolution numérique des problèmes de type CFD nécessite un processus itératif. Pour apprécier la convergence du processus itératif, des critères de convergence doivent être pris en compte.

Ainsi, la convergence du processus itératif est déterminée par le concept de résidu après l'étape de discrétisation, l'équation de conservation d'une variable ϕ donnée sur une cellule de centre P peut s'exprimer comme suit : [37]

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (\text{III. 22})$$

Où a_p et a_{nb} : représentent les contribution convectives et diffusives, l'indice nb est lié aux centre de cellules adjacentes. b représente la contribution de partie constante du terme source ϕ

$$R_\phi = \frac{\sum_{\text{domaine}} |\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p|}{\sum_{\text{domaine}} a_p \phi_p} \quad (\text{III. 23})$$

III.3.2. Sous-relaxation

A cause de la non linéarité des équations résolues, il est possible, pour atténuer les fluctuations de la solution, de réduire les variations des variables d'une itération à une autre en introduisent une sous-relaxation. . [38]

Il n'existe pas des règles générales concernant des meilleures valeurs des coefficients de sous-relaxation, mais il existe des recommandations pour chacune des grandeurs, généralement basé sur des connaissances empiriques. [38]

III.3.3. Étapes de résolution du problème

Les principales étapes utilisées dans notre simulation sont les suivantes [38]:

1. Détermination du domaine de calcul (construction de la géométrie).
2. Discrétisation du domaine de calcul (maillage).
3. Identification des conditions aux limites.
4. Choix du modèle mathématique.
5. Choix de l'algorithme de solution.
6. Solution du modèle mathématique.
7. Visualisation et interprétation des résultats.

III.4. Présentation du code ANSYS FLUENT

Le code de calcul « FLUENT » est commercialisé par le Groupe FLUENT. Le groupe est actuellement l'un des centres d'expertise les plus importants en dynamique des fluides computationnelle. Elle développe et commercialise des solutions complètes sous forme de logiciels universels CFD (Computational Fluid Dynamics) qui simulent tous les écoulements de fluides compressibles ou incompressibles impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, les transferts thermiques, les réactions chimiques.

Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides. Ce logiciel est un solveur: il ne comporte pas de mailleur (le maillage doit être réalisé avec un logiciel de maillage, Gambit par exemple, qui est réalisé par le même éditeur).

FLUENT

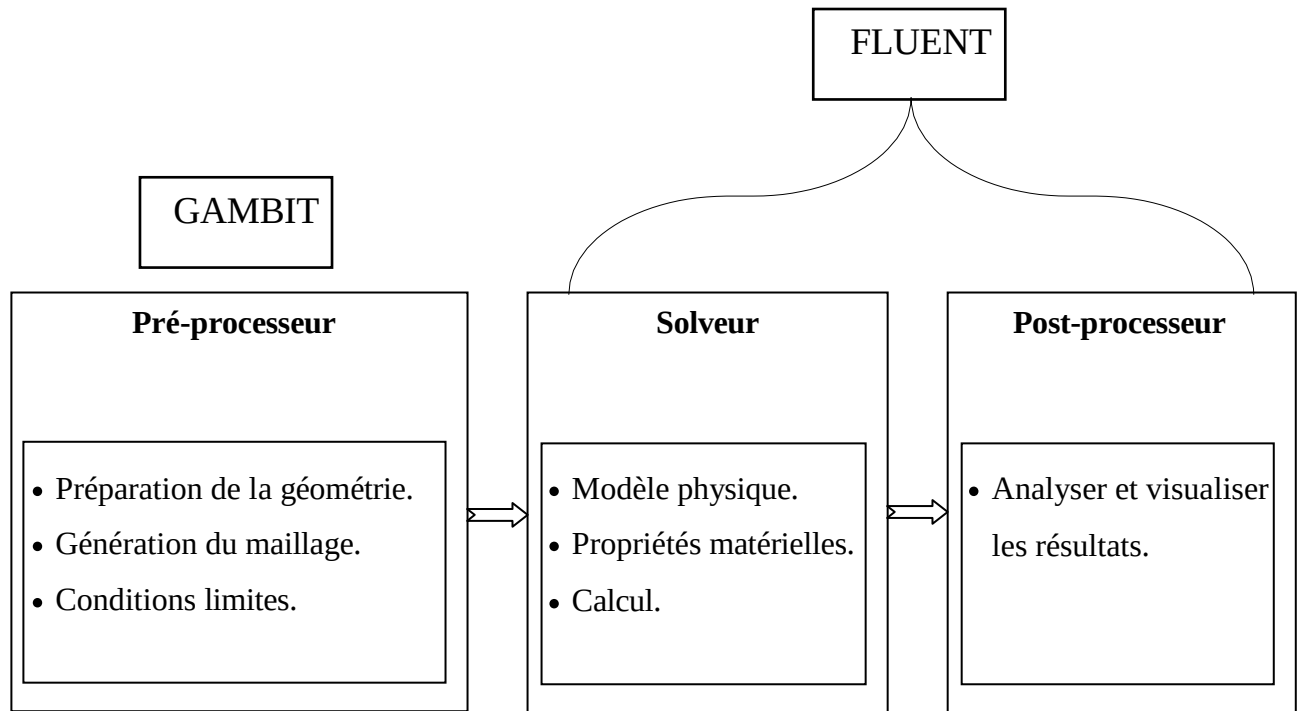


Figure (III.4) : Structure de base du code "FLUENT"

III.4.1. Pré - processeur "GAMBIT"

Il s'agit d'un préprocesseur intégré pour l'analyse CFD (Computational Fluid Dynamics). Il vous permet de générer des maillages structurés ou non structurés en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il peut générer des maillages complexes de type rectangulaire ou triangulaire 2D ou 3D.

Les options de génération de maillage de Gambit offrent une flexibilité de choix. Nous pouvons diviser la géométrie en parties pour générer un maillage structuré. Sinon, Gambit génère

Chapitre III : Méthode numérique et présentation du code ANSYS FLUENT
automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie en cours de construction.

Le préprocesseur peut également définir des conditions aux limites appropriées aux limites du domaine de calcul. [39]

Il existe deux manières possibles de créer une grille sur GAMBIT :

- Soit avoir un volume et le mailler régulièrement sans avoir maillé les arêtes,
- Soit mailler partie par partie, c'est-à-dire utiliser le maillage défini sur les lignes pour mailler les surfaces et par la suite les volumes

III.4.2. Solveur "FLUENT"

Le solveur Fluent prépare les conditions initiales et aux limites et résout les équations à l'aide des modèles existant à son niveau et visualise les différents résultats à l'écran [39].

Les choix du solveur sont :

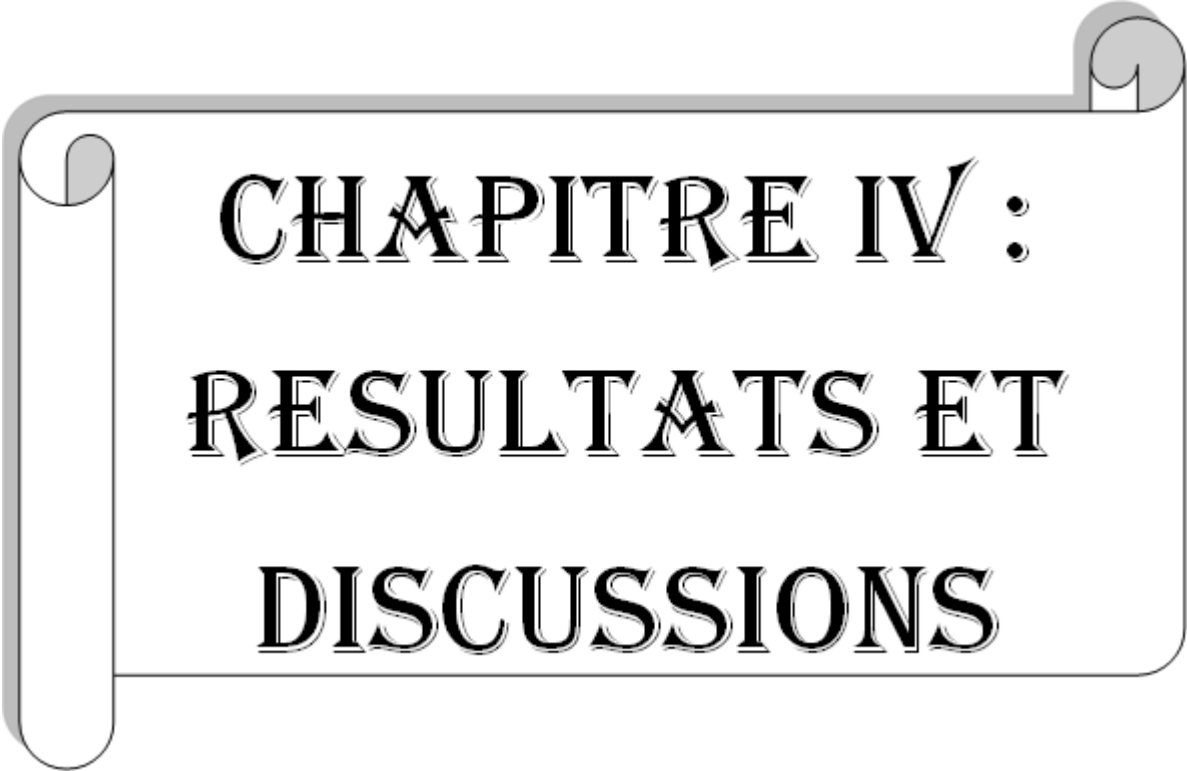
- Les Coupled solvers sont recommandés si une forte inter-dépendance existe entre la densité, l'énergie, les moments, et/ou les espèces.
- En général, le solveur Coupled-Implicit est recommandé par rapport au solveur coupled-explicit.
 - Temps nécessaire : Le solveur implicite est 2fois plus rapide (en gros)
 - Mémoire nécessaire : Le solveur implicite nécessite deux fois plus de mémoire que les solveurs coupled-explicit ou segregated (implicit)
- Le solveur Coupled-Explicit doit être utilisé uniquement pour les écoulements instationnaires quand le temps caractéristique du problème est du même ordre que les phénomènes acoustiques.
- Le solveur Segregated (implicit) est préférable dans tous les autres cas.
 - Nécessite moins de mémoire que le solveur coupled-implicit
 - L'approche Segregated offre de la flexibilité dans le traitement de la solution

III.4.3. Post-processeur "FLUENT"

Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats à l'écran (champs de vitesse, champs de température, ligne de courant ...etc.).

III.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différentes méthodes numériques, les différents schémas de discrétisation et la discrétisation de l'équation du transport ainsi que la structure du code de calcul ANSYS Fluent.



CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats de la simulation numérique de la convection naturelle en régime laminaire dans une cavité carrée fermée. En plus, une chicane conductrice est attachée à la paroi chaude au milieu et la longueur du paroi chauffé passe de 20 % à 100 % de la longueur totale du paroi avec un rapport de conductivité thermique varie de 10 jusqu'à 10^5 . Le fluide confiné dans la cavité étant l'air à $Pr = 0.71$. Le nombre de Rayleigh varie de 10^3 à 10^6 .

En premier lieu, nous présentons une étude d'indépendance de maillage, dans le but de bien choisir le maillage convenable à notre étude. Les résultats ont été testés et validés avec succès par rapport à ceux obtenus par d'autres auteurs.

Les simulations ont été réalisées à l'aide du code de calcul Fluent, tandis que la construction de la géométrie et de son maillage a été réalisée à l'aide du logiciel Gambit. Ce chapitre présente les principaux résultats obtenus à partir de ces simulations reflétant le comportement des champs dynamiques et thermiques au sein de la cavité.

IV.2. Domaine d'étude et conditions aux limites

Le problème abordé concerne le transfert de chaleur bidimensionnel dans une cavité carrée dotée de chicane conductrice. Le système physique considéré dans cette étude est représenté sur la figure (IV.1).

Les parois horizontales sont considérées comme adiabatiques tandis que les parois droite et gauche sont maintenues à différentes températures isothermes T_c et T_f ($T_c > T_f$) respectivement. Notant qu'une chicane conductrice est attachée à la paroi chaude au milieu avec une épaisseur adimensionnelle maintenue constante ($B = 0.04$). Le nombre de Rayleigh est compris entre 10^3 et 10^6 alors que le nombre de Prandtl est fixé à $Pr = 0.71$. Le rapport de conductivité thermique de la chicane est varié du 10 à 10^5 . L'air est considéré comme un fluide caloporteur dans la cavité.

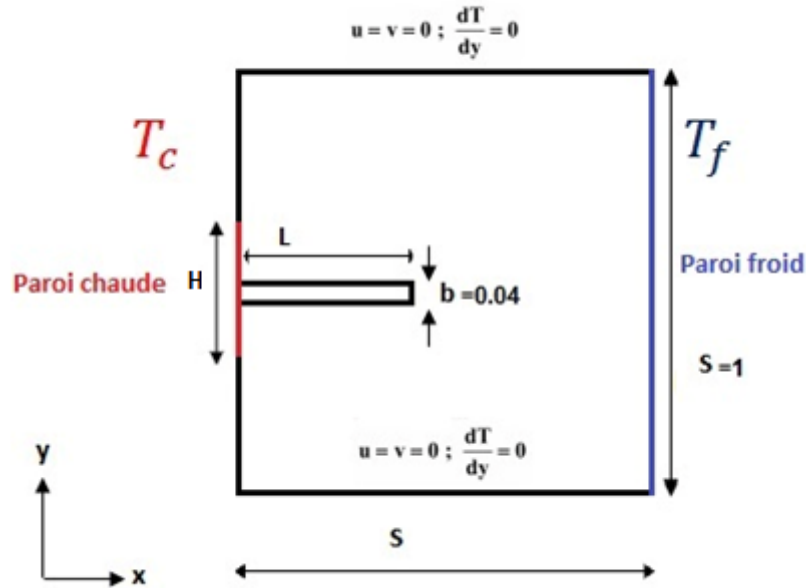


Figure (IV.1) : Domaine d'étude et conditions aux limite

Trois conditions aux limites ont été considérées :

- Les deux parois horizontales sont adiabatiques.
- La paroi droite de la cavité est maintenu à une température constante

$$T_f = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- La chicane conductrice est attaché sur la paroi gauche de la cavité qui est chauffée par une température constante

$$T_c = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Les résultats sont utilisés pour la présentation des lignes de courants et les lignes isothermes pour différents Longueur du paroi chauffés ($H=0.20, 0.40, 0.60, 0.80$, et 1) et longueurs de la chicane ($L= 0.25, 0.5$ et 0.75) de la chicane. Les effets du nombre de Rayleigh et du rapport de conductivité thermique de la chicane sur le nombre de Nusselt local et moyen

IV.3. Maillage du domaine

Le maillage adopté est un maillage structuré, à éléments quadrilatères de (120×120) . Le choix de ce maillage est basé sur une étude d'indépendance de maillage qui va être détaillé dans la section suivante.

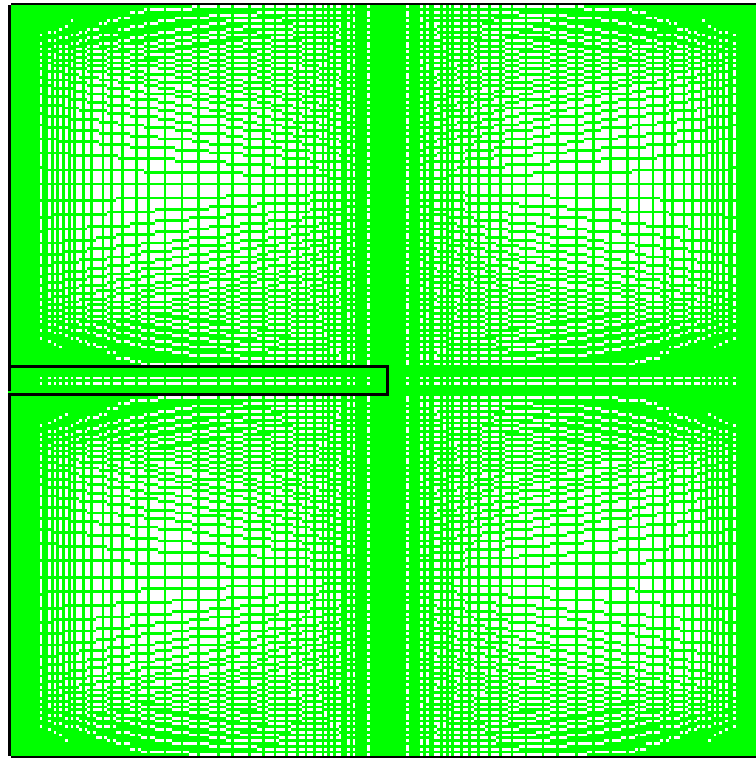


Figure (IV.2) : Maillage pour une cavité et une chicane fixée et une longueur $L=0.5$

IV.3.1 Indépendance du maillage

Pour sélectionner un meilleur maillage, nous avons effectué une optimisation préliminaire dans laquelle une variation du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Rayleigh et différentes tailles de maillage a émergé. D'après le tableau (IV.1), on choisit la grille (120×120) car la valeur moyenne de Nusselt est stable, surtout les deux dernières grilles.

Nombre du noeud	60.60	100.100	120.120	200.200
Nu moyen	3.311	3.331	3.341	3.348

Tableau (IV.1) : Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de nœuds $Ra=10^3$

IV.3.2. contrôle de la solution

Afin d'assurer de la convergence de la solution, nous montrons la courbe résiduelle pour différents paramètres de l'écoulement du fluide à l'intérieur de la cavité sur la figure (IV.2). Le code CFD « FLUENT » indique la convergence dès que les itérations de tous les résidus calculés atteignent la valeur du critère de convergence, introduite pour chaque paramètre.

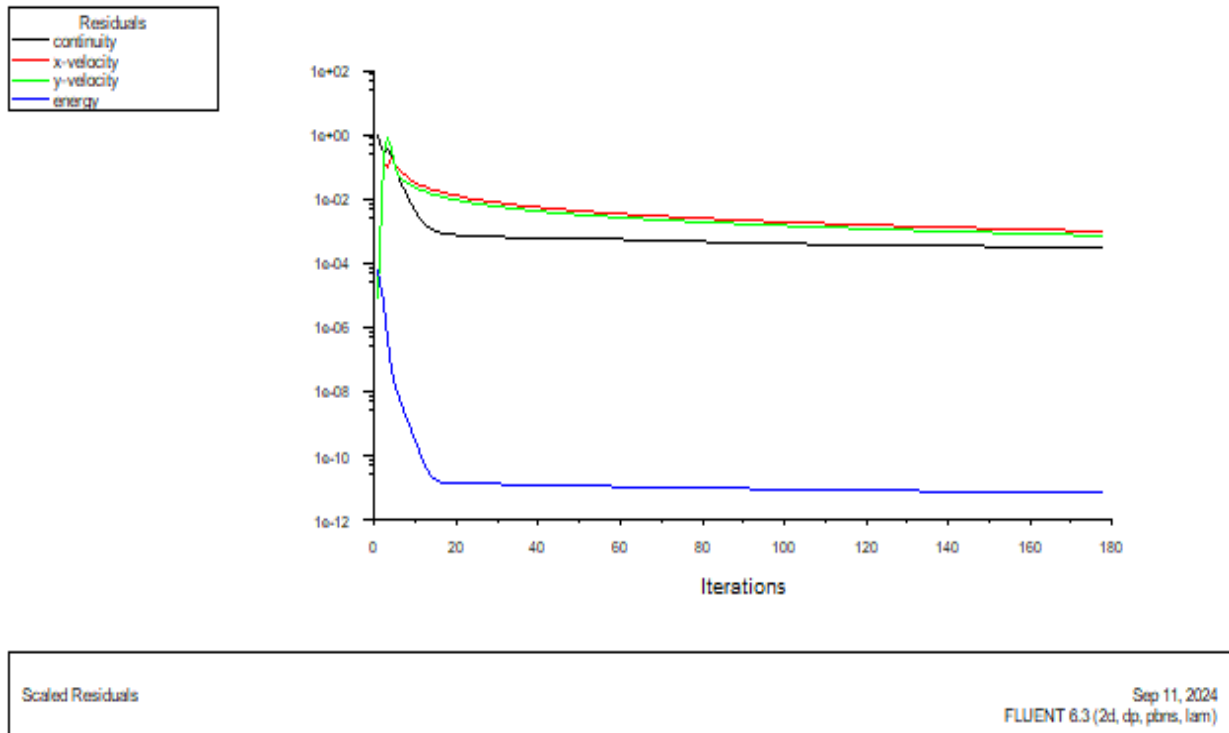


Figure (IV.3) : Evolution des résidus pour $Ra=10^3$

IV.4. Validation

Afin de vérifier l'exactitude et la fiabilité des résultats numériques obtenus dans cette étude, une procédure de validation a été réalisée. Pour cela, une comparaison qualitative des lignes de courant et des lignes isothermes a été effectuée entre les résultats du présent travail et ceux rapportés dans la littérature scientifique.

Plus précisément, les résultats obtenus ont été comparés avec ceux de Tasnim et Collins [39], ainsi qu'avec les travaux de Benameur Bouamoud et Samir Houat [40], qui ont étudié la convection naturelle dans une cavité similaire. Cette comparaison a été réalisée pour des conditions physiques identiques afin d'assurer la cohérence de l'analyse.

Les résultats obtenus montrent une bonne concordance entre les distributions des lignes de courant et des lignes isothermes dans les différentes études. Cette similitude confirme la validité

du modèle numérique adopté ainsi que la fiabilité de la méthode numérique utilisée dans cette étude.

Par conséquent, cette validation permet d'affirmer que le code de calcul utilisé est capable de reproduire correctement les phénomènes physiques liés à la convection naturelle dans les cavités étudiées.

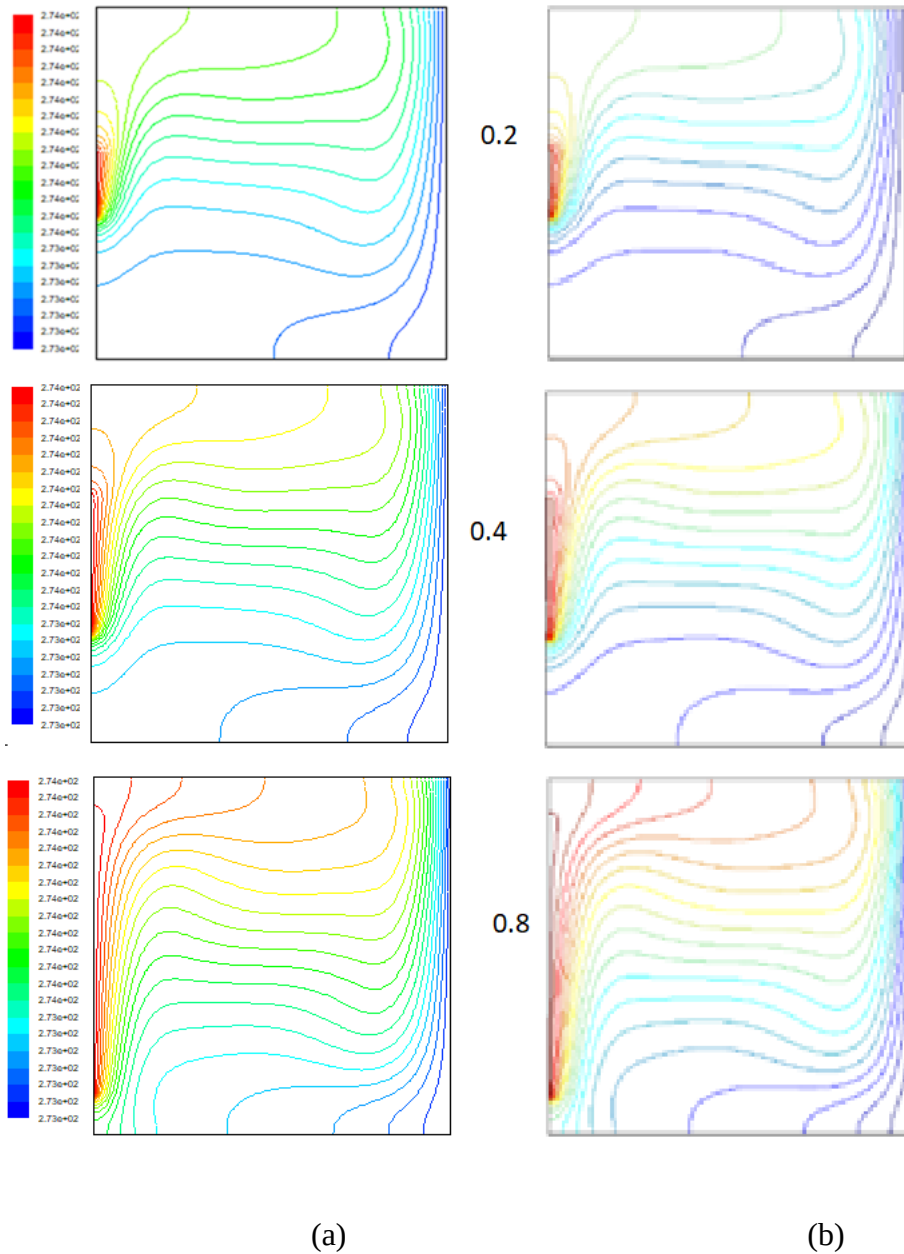


Figure (IV.4) : comparaison des isothermes (a) présente étude (b) résultats de Benameur BOUAMOUD et Samir HOUAT

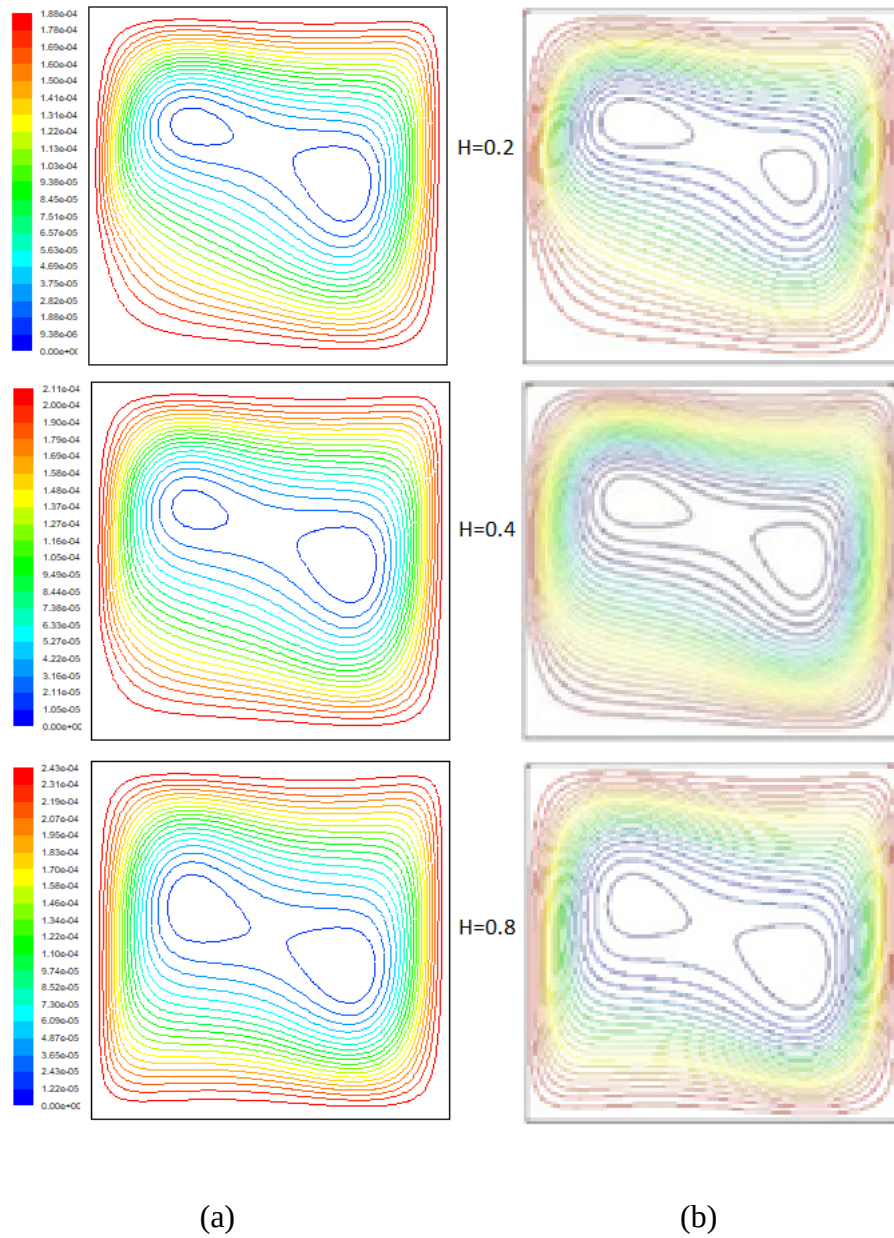


Figure (IV.5) : comparaison des lignes des courants (a) présente étude (b) résultats de Benameur BOUAMOUD et Samir HOUAT

Ra	10^3	10^4	10^5	10^6
Présent travail	1.0103	2.013	4.496	8.805
BOUAMOUD et Samir HOUAT	1.116	2.242	4.515	8.802

Tableau (IV.2) : Comparaison du nombre de Nusselt moyen pour la convection naturelle dans une cavité carrée partiellement chauffée

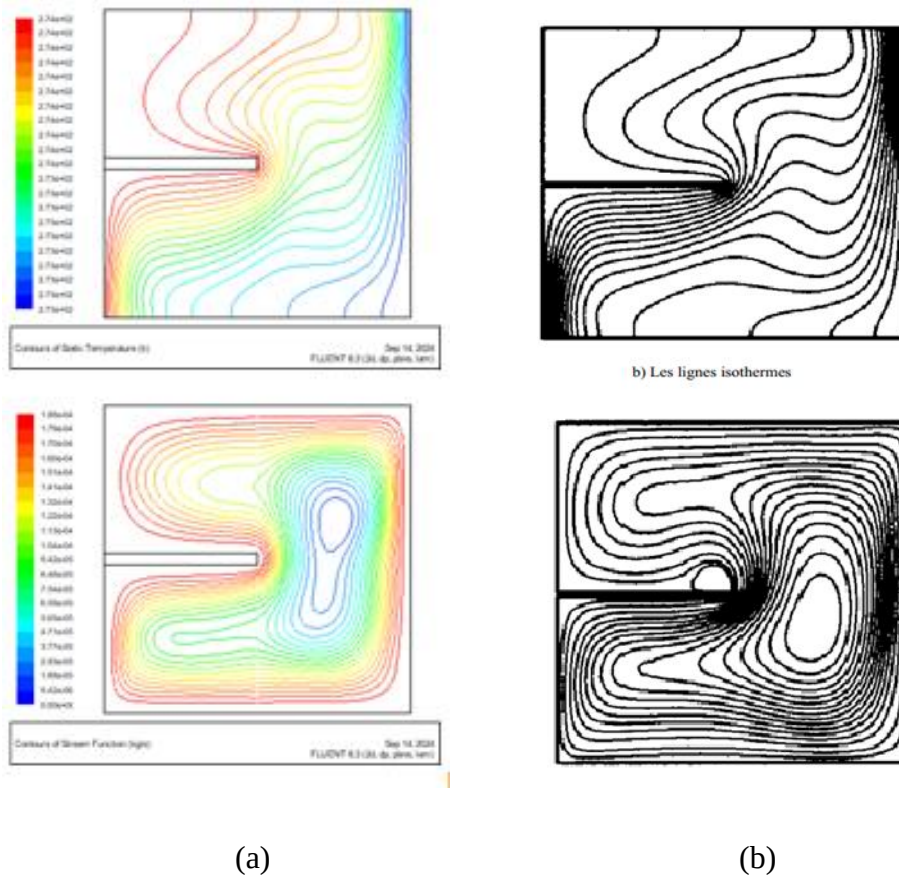


Figure (IV.6) : comparaison des isothermes et lignes de courant ($Ra=10^5$; $L=0.5$) (a) présente étude (b) résultats de Tasnim et Collins

IV.5. Résultats et discussions

Afin de prédire le processus de transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée avec une chicane attachée à la paroi chaude gauche et une paroi froide droite, une étude paramétrique a été réalisée pour déterminer l'influence du nombre de Rayleigh, du rapport de conductivité thermique Et la longueur du refuge chauffé dans le paroi. Le rapport de conductivité thermique a été considéré dans la plage de 10 à 10^5 , la longueur de la chicane (L). Le nombre de Rayleigh a été varié entre 10^3 et 10^6 pour couvrir une large gamme. Tous ces cas ont été étudiés pour la longueur du chaud (0.2, 0.4 ,0.6 ,0.8et 1) et pour l'air avec le nombre de Prandtl $Pr = 0.71$.

IV.6. Distribution des lignes de courant et des lignes isothermes

Les figures (IV.7) (IV.8) présentent les lignes de courant et les lignes isothermes pour différentes longueurs de chicane L (0.25, 0.5 et 0.75) situées à Dans chaque cas de situations de chauffage différentes H (0.2, 0.4, 0.6, 0.8 et 1) avec un rapport de conductivité thermique $R_k = 10^3$ et $Ra=10^5$

Les lignes de courant montrent que l'écoulement est fortement influencé par la longueur de la chicane. Pour ($L=0.25$), une cellule de recirculation principale occupe la quasi-totalité de la cavité, traduisant une faible perturbation de l'écoulement. Lorsque la longueur de la chicane augmente à ($L=0.5$), le vortex principal s'allonge dans la direction verticale et son centre se déplace vers la paroi froide sous l'effet de la réduction de la section de passage. Pour la longueur maximale ($L=0.75$), la chicane divise pratiquement la cavité en deux régions de circulation distinctes, ce qui conduit à la formation de deux cellules de recirculation situées de part et d'autre de la chicane. Cette configuration devient plus marquée lorsque la longueur de la partie chauffée augmente, notamment pour ($H=0.8$) et ($H=1$).

L'augmentation de la longueur de la partie chauffée modifie essentiellement la position et la taille des cellules de recirculation sans changer le régime général de l'écoulement. En revanche, la concentration des lignes de courant entre l'extrémité de la chicane et la paroi froide augmente avec la longueur de la chicane, ce qui traduit une accélération locale de l'écoulement dans cette région.

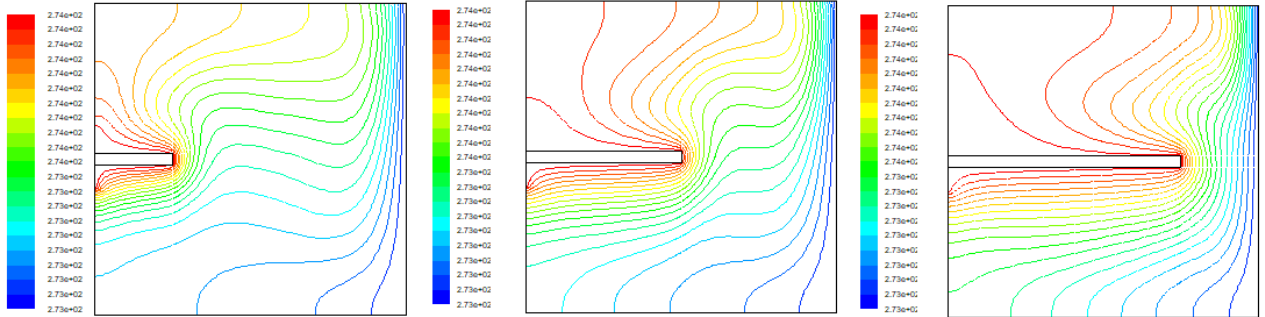
Les lignes isothermes mettent en évidence l'action simultanée de la conduction thermique à travers la chicane et de la convection naturelle dans le fluide. Les isothermes sont fortement déformées au voisinage de la chicane, signe d'une interaction importante entre ces deux modes de transfert. On observe également que la densité des lignes isothermes est plus élevée près de la paroi froide et autour de l'extrémité de la chicane, ce qui indique la présence de gradients thermiques importants et, par conséquent, une intensification du transfert de chaleur dans cette zone.

Lorsque la longueur de la chicane augmente, les lignes isothermes deviennent plus serrées entre l'extrémité de la chicane et la paroi froide, tandis qu'elles sont plus espacées au-dessus de la chicane. Ce comportement traduit une redistribution du champ thermique provoquée par l'obstacle, qui favorise le transport de chaleur vers la paroi froide. En revanche, l'augmentation

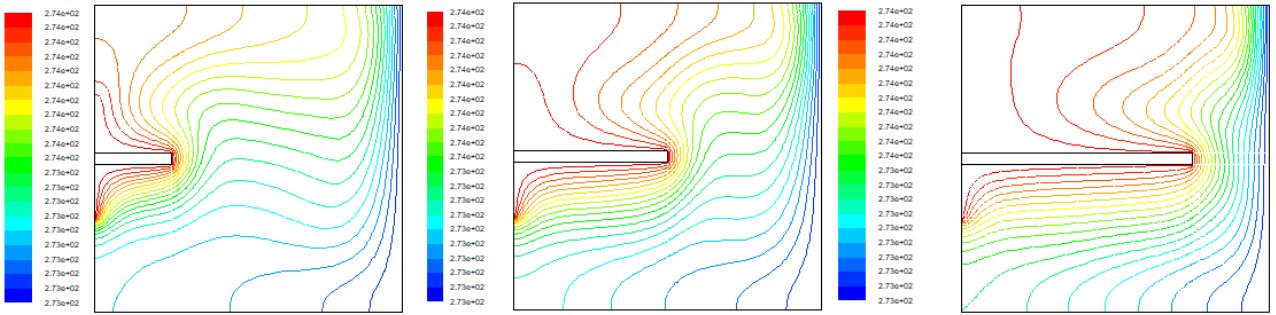
de la longueur de la partie chauffée influence principalement la forme des isothermes, sans modifier sensiblement leur densité globale.

Lorsqu'un rapport de conductivité thermique R_k est supérieur à 10^3 , la différence de température entre les deux côtés de la chicane est négligeable.

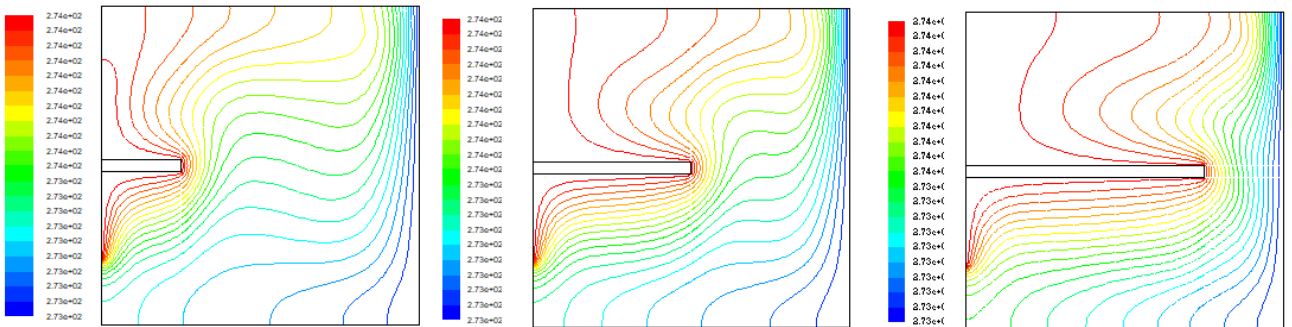
De plus, plus le nombre de Rayleigh Ra augmente, plus la densité des lignes isothermes s'accroît, entraînant une augmentation du transfert de chaleur.



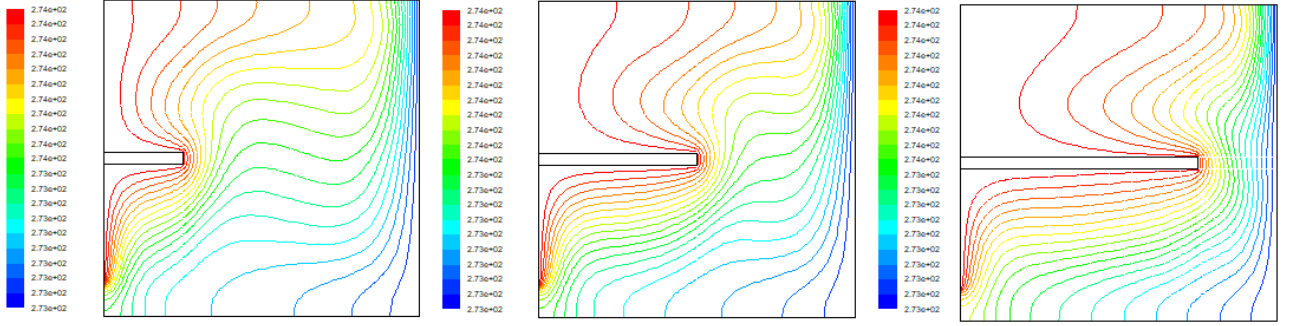
$H=0.2$



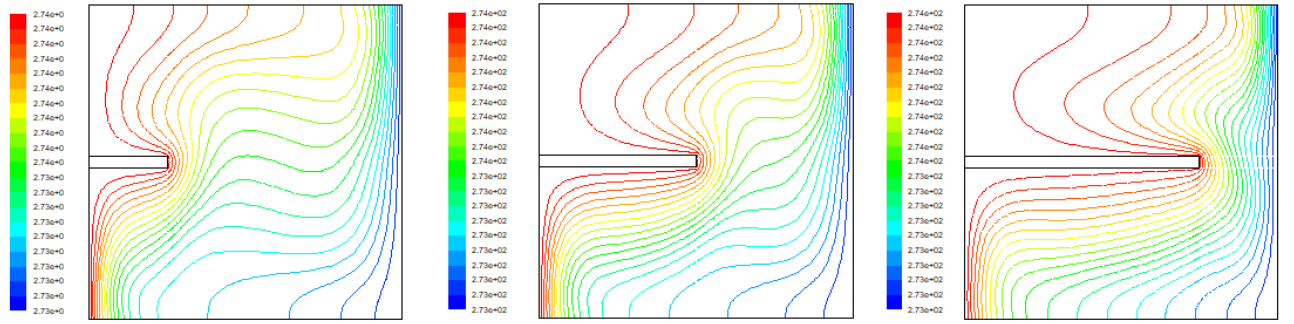
$H=0.4$



$H=0.6$

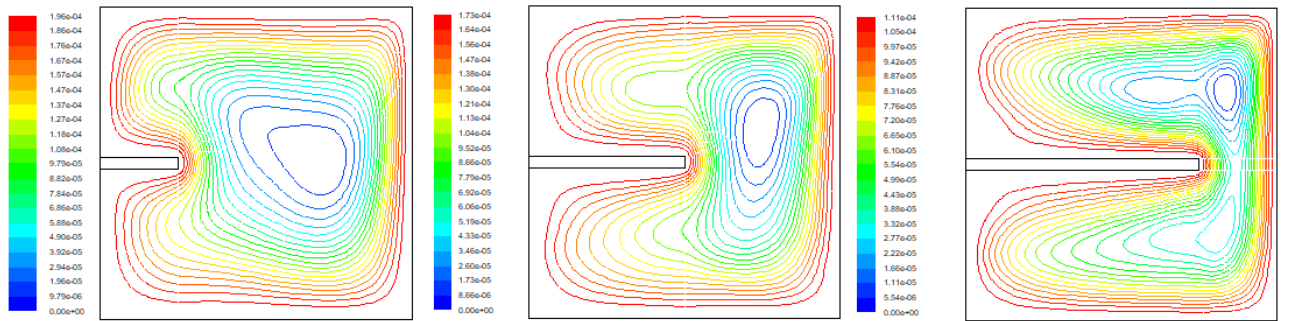


H=0.8

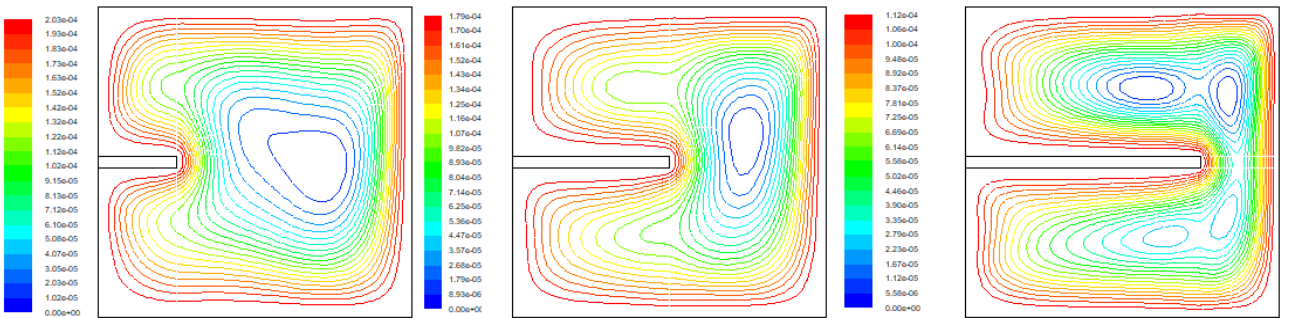


H=1

Figure (IV.7) : Les lignes isothermes à $Ra = 10^5$ et $Rk = 10^3$



H=0.2



H=0.4

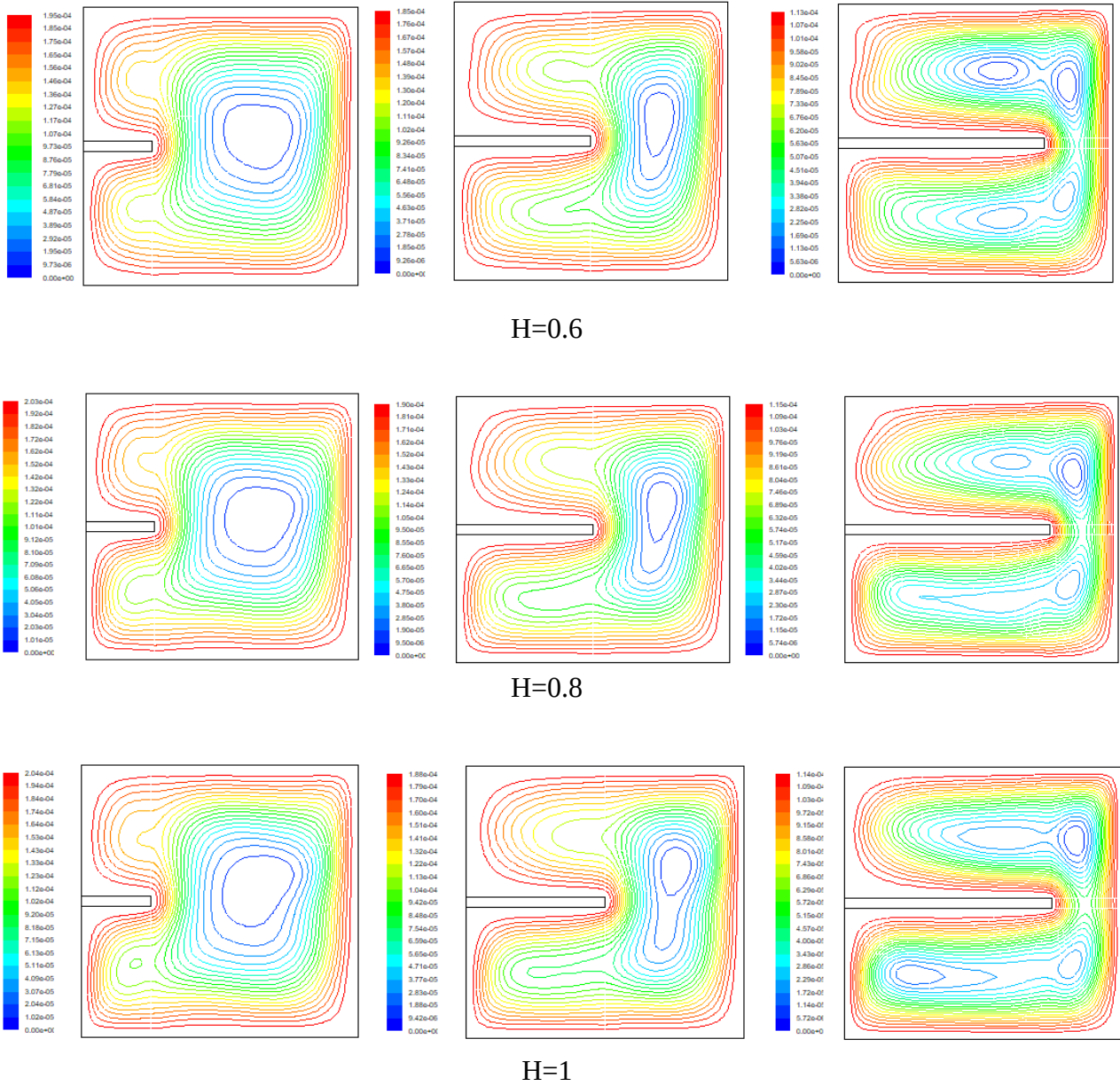


Figure (IV.8) : Les lignes de courant à $Ra = 10^5$ et $R_k = 10^3$

IV.7. Variation du nombre de Nusselt local

IV.7.1. Effet de la longueur de la chicane et du portion du chauffage

Les figures (IV.9) et (IV.10) montrent les distributions du nombre de Nusselt local le long de la paroi froide droite à $Ra=10^5$ et $R_k = 10^3$

Dans les figures (IV.10) on observe la même forme géométrique des courbes pour $L=0.25$ et $L=0.50$, tandis que la courbe correspondant à $L=0.75$ présente une légère ondulation par rapport aux autres, avec l'obtention des valeurs maximales de Nusselt local lorsque la longueur de la chicane est égale à $L=0.75$.

Il est observé que l'augmentation de la longueur de la section chauffée entraîne une élévation des valeurs locales du nombre de Nusselt pour $L=0.25$. Pour cette configuration, les valeurs obtenues pour $H=0.8$ et $H=1$ deviennent proches. Lorsque $L=0.5$, la convergence des valeurs de Nusselt local devient plus marquée, et pour $L=0.75$, les courbes correspondantes présentent une quasi-superposition, indiquant une similitude de comportement thermique.

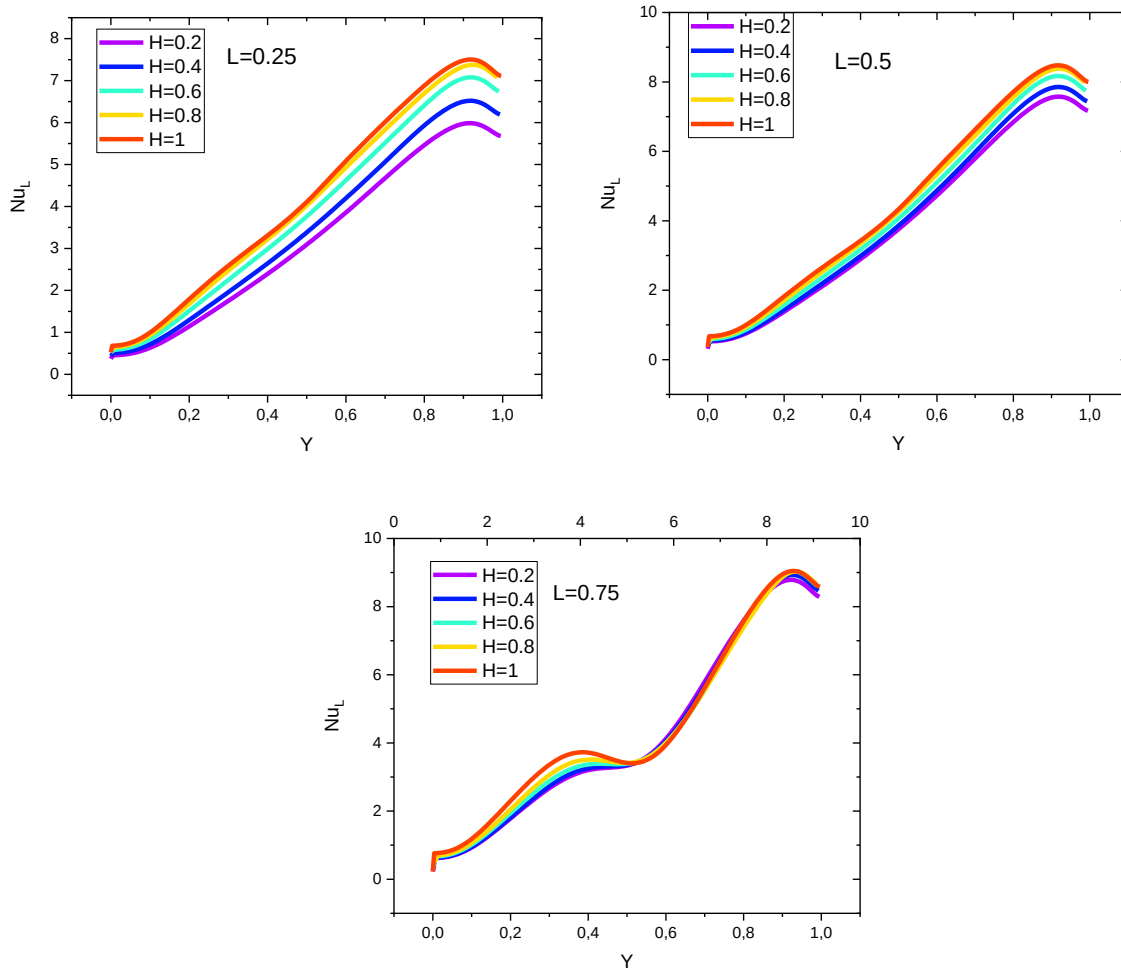


Figure (IV.9) : Distribution du nombre de Nusselt local à $Ra = 10^5$ et $R_k = 10^3$ pour différentes portions du chauffage H

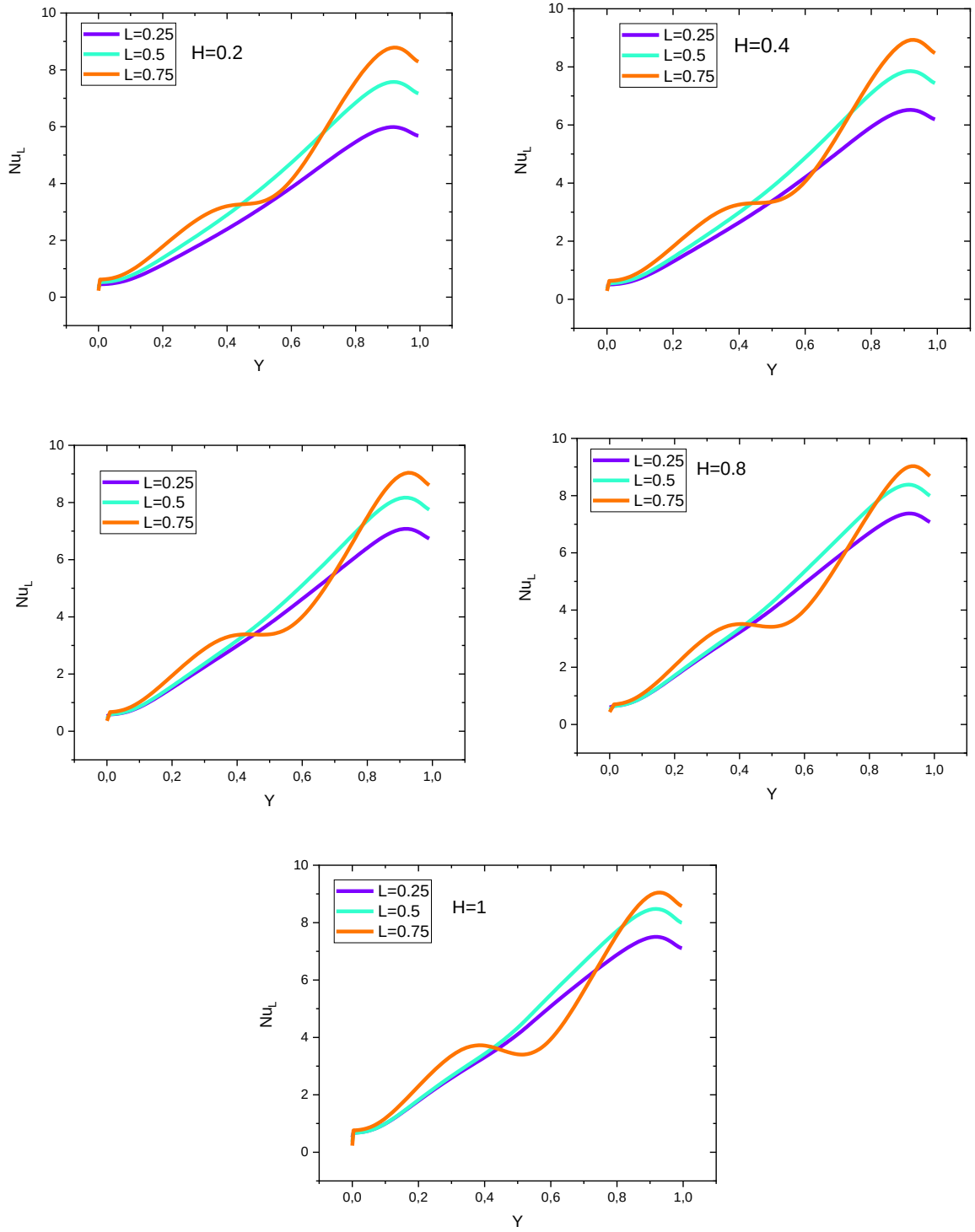


Figure (IV.10) : Distribution du nombre de Nusselt local à $Ra = 10^5$ et $R_k = 10^3$ pour différentes longueurs de la chicane

IV.7.2. Effet du rapport de conductivité thermique de la chicane

La Figure (IV.11) illustre l'effet de rapport de conductivité thermique de la chicane sur le nombre de Nusselt local pour $L = 0,5$ et $Ra = 10^5$. On remarque que plus la valeur de rapport de conductivité thermique augmente, plus le nombre de Nusselt local croît, jusqu'à $R_K = 10^3$; au-delà de cette valeur, les courbes deviennent pratiquement identiques et présentent presque les mêmes valeurs. De plus, plus la portion du chauffage augmente, plus le nombre de Nusselt local s'accroît légèrement.

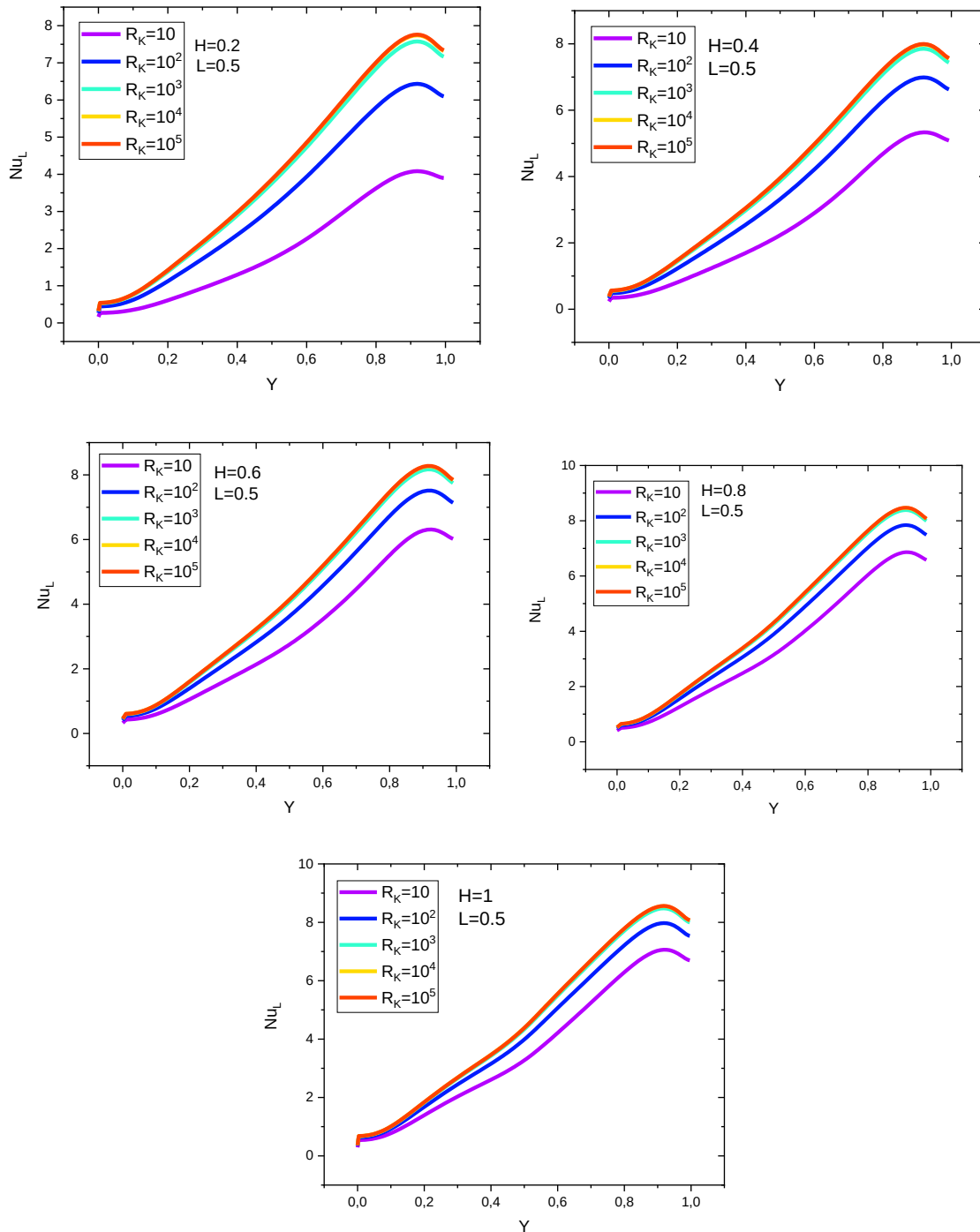


Figure (IV.11) : Distribution du nombre de Nusselt local à $Ra = 10^5$

IV.7.3. Effet du nombre de Rayleigh

L'effet du nombre de Rayleigh sur la distribution du nombre de Nusselt local avec la longueur $L = 0.5$ pour $Ra = 10^3$

L'analyse des Figures (IV.12) montre que l'augmentation du nombre de Rayleigh se traduit par une élévation progressive du nombre de Nusselt local. Toutefois, la géométrie des courbes demeure inchangée pour chaque portion du chauffage.

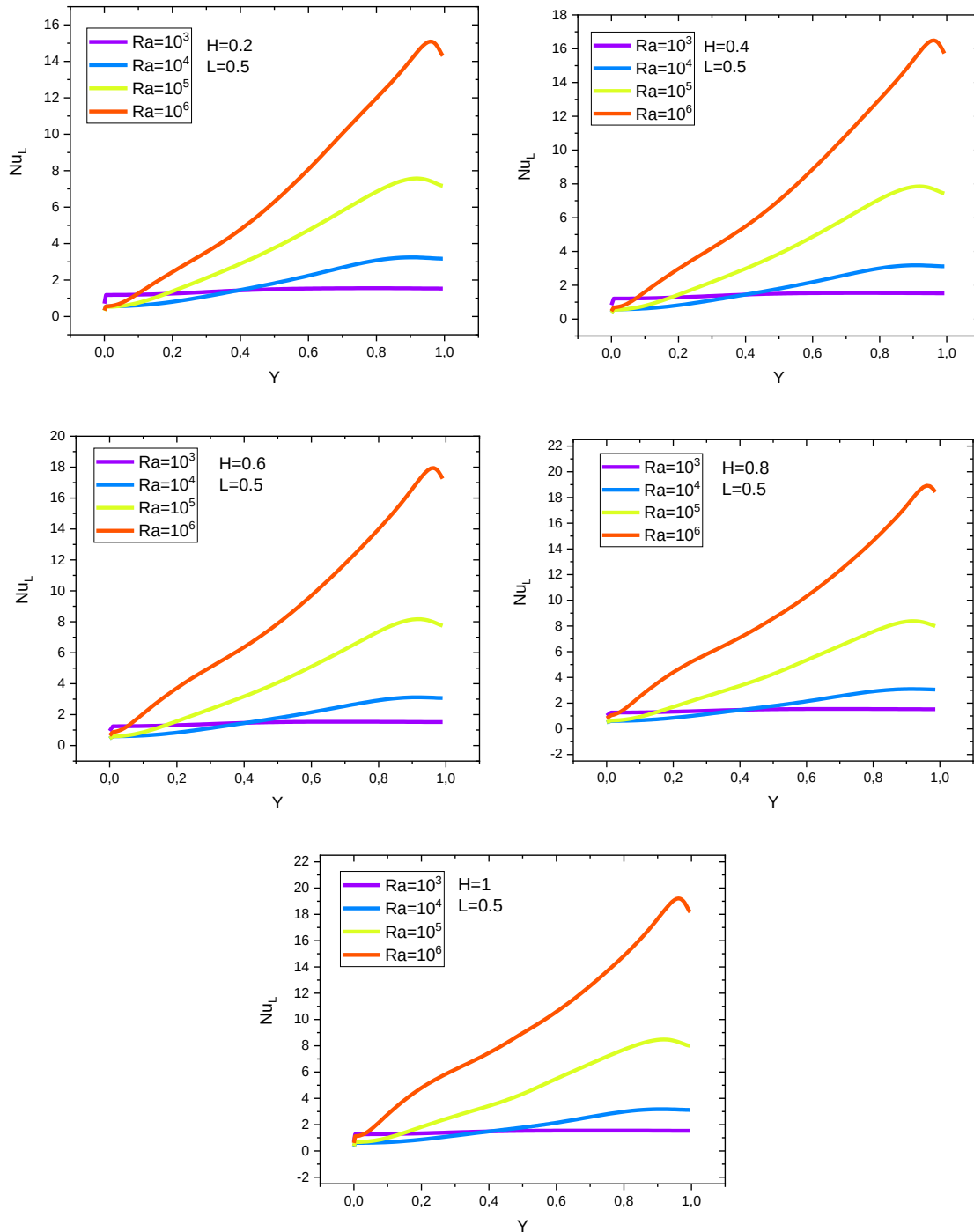


Figure (IV.12) : Distribution du nombre de Nusselt local à $Ra = 10^3$

IV.8. Variation du nombre de Nusselt moyen

IV.8.1. Effet de la longueur de la chicane

La figure (IV.13) présente le nombre de Nusselt moyen en fonction de la longueur de chicane à $Ra = 10^5$ et $R = 10^3$ pour différentes portions du chauffage.

On observe que pour $H=0.2$; $H=0.4$ et $H=0.6$, l'augmentation de la longueur de la chicane conduit à une élévation du nombre de Nusselt moyen. En revanche, pour $H=0.8$ et $H=1$, le nombre de Nusselt moyen croît de $L=0.25$ à $L=0.5$ puis décroît lorsque $L=0.75$. Par ailleurs, les valeurs moyennes du nombre de Nusselt correspondant à chaque portion de chauffage (0.2 ... 1) tendent à se rapprocher pour $L=0.75$.

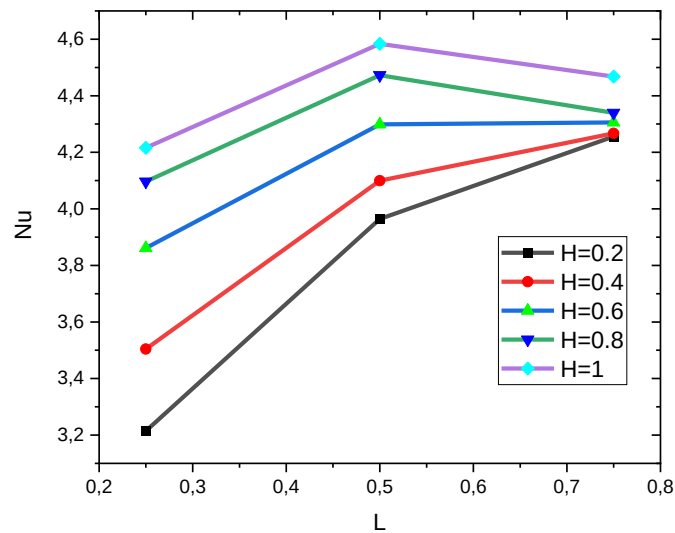


Figure (IV.13) : Nombre de Nusselt moyen en fonction de la longueur des ailettes à $Ra = 10^5$ et $R = 10^3$

IV.8. 2. Effet du rapport de conductivité thermique et du nombre de Rayleigh

L'effet du rapport de conductivité thermique et du nombre de Rayleigh sur la variation du nombre de Nusselt moyen pour $L=0.5$

L'analyse des Figures (IV.14) montre que le nombre moyen de Nusselt augmente avec l'accroissement du rapport de conductivité thermique jusqu'à atteindre la valeur $R_K = 10^3$. Au-delà de ce seuil, l'augmentation de la conductivité thermique n'a qu'un effet négligeable, et ce, pour l'ensemble des nombres de Rayleigh considérés.

En ce qui concerne les figures (IV.15), on constate que l'augmentation du nombre de Rayleigh entraîne une élévation du nombre moyen de Nusselt pour toutes les valeurs du rapport de conductivité thermique. De plus, on observe que les courbes correspondant à $R_K = 10^3$, $R_K = 10^4$ et $R_K = 10^5$ sont identiques

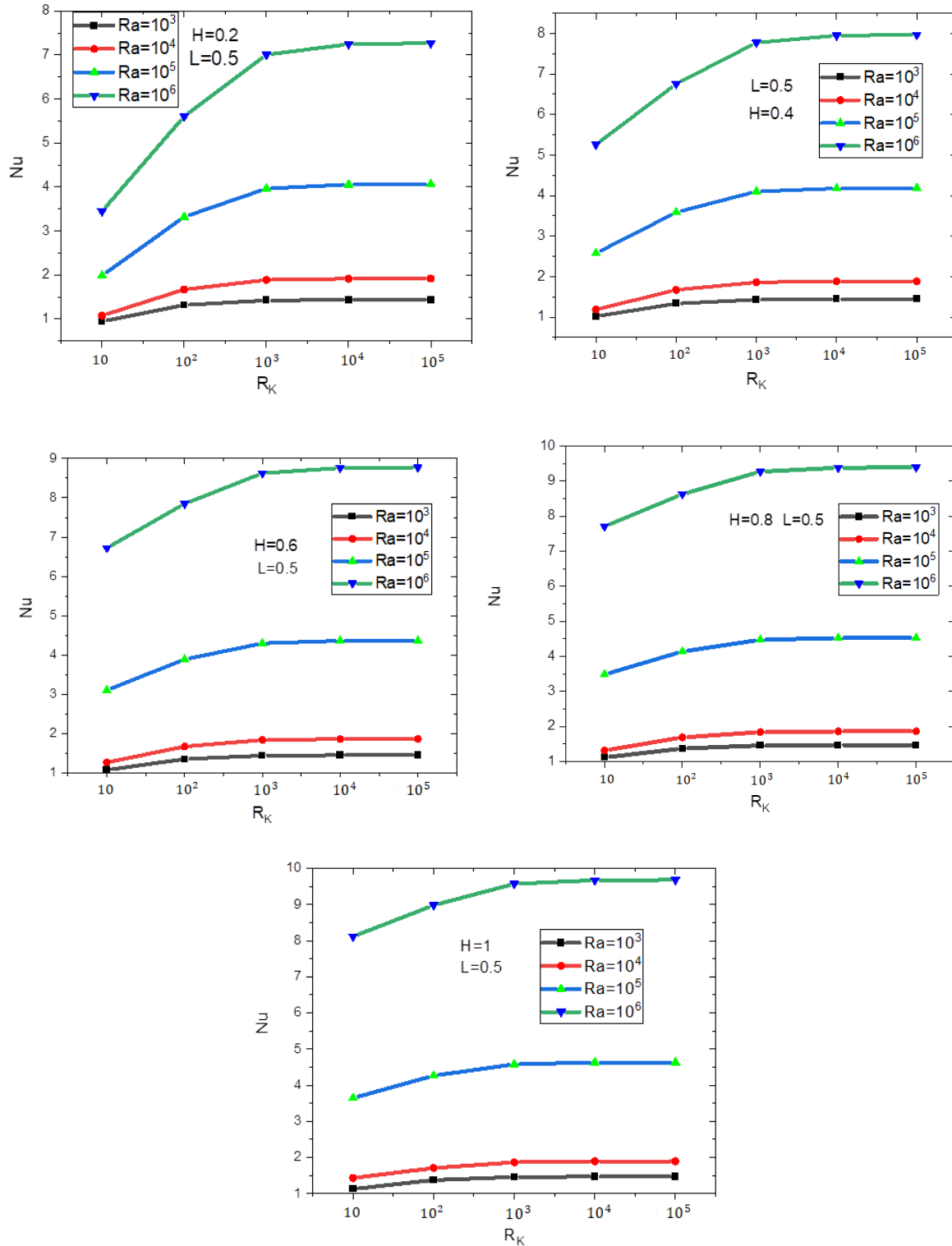


Figure (IV.14) : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de rapport de conductivité thermique

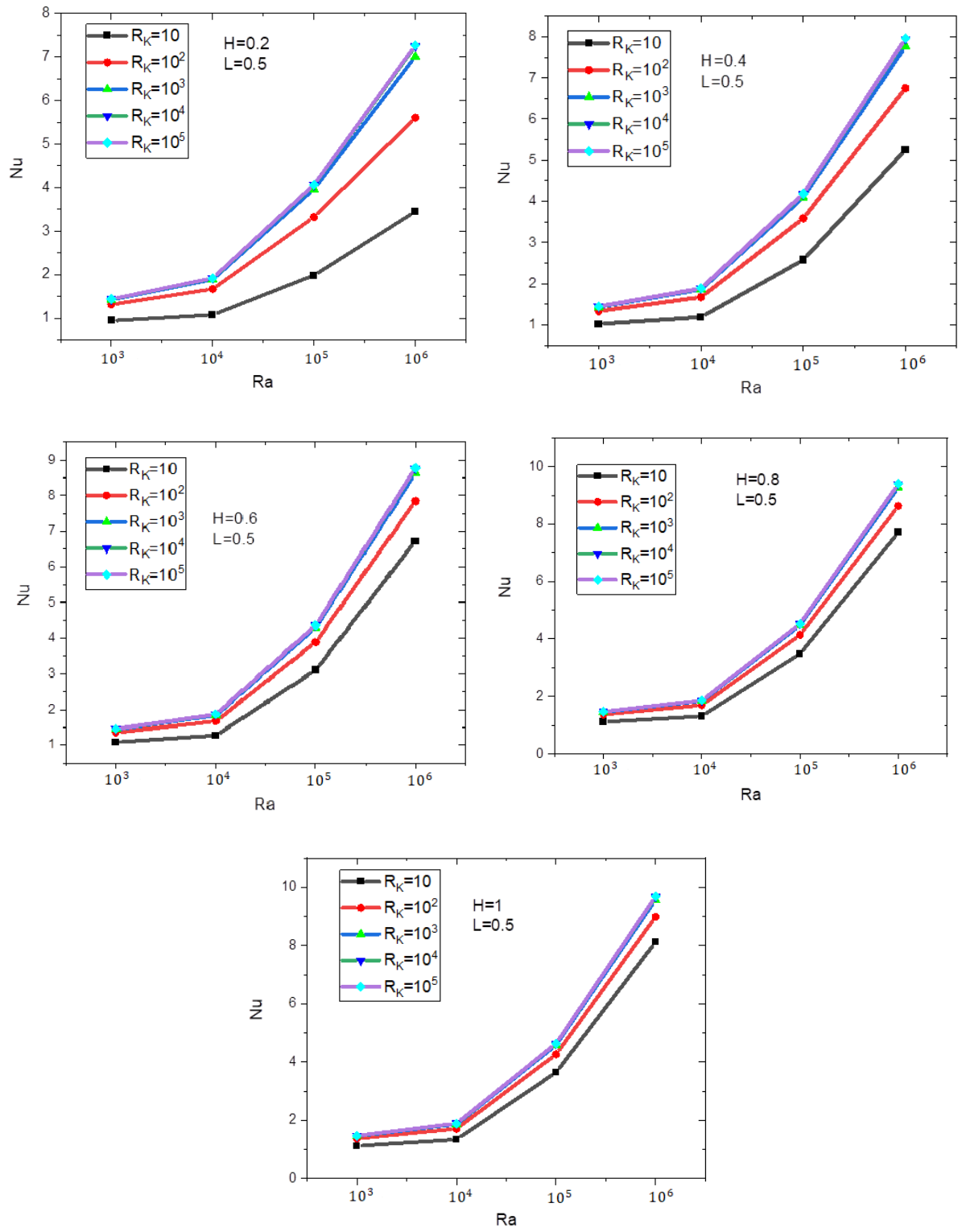


Figure (IV.15) : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Rayleigh.

IV.8.3. Effet de la longueur de la portion du chauffage :

La figure (IV.16) présente le nombre de Nusselt moyen en fonction de la longueur de la portion du chauffage à $Ra=10^5$

On observe que l'allongement de la portion chauffée conduit à une augmentation du nombre moyen de Nusselt pour toutes les valeurs du rapport de conductivité thermique. Par ailleurs, les courbes correspondant à $R_K = 10^3$, $R_K = 10^4$ et $R_K = 10^5$ sont presque identiques, et les valeurs du nombre de Nusselt qui y sont associées demeurent proches pour l'ensemble des longueurs de la portion chauffée.

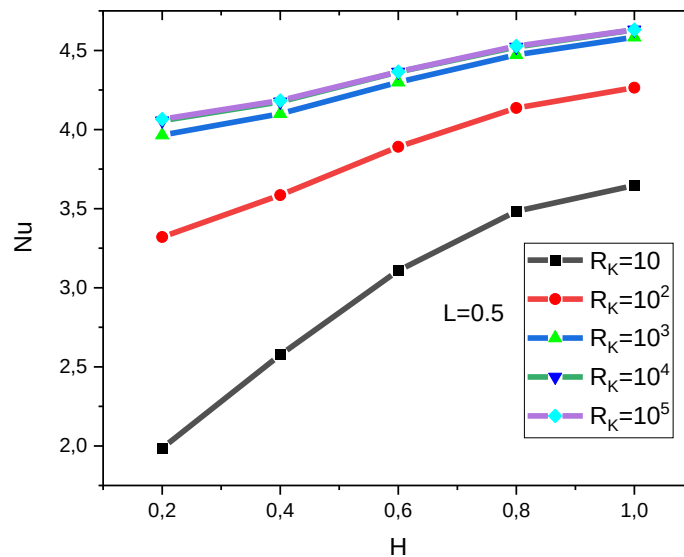


Figure (IV.16) : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la longueur de la portion du chauffage $Ra=10^5$.

IV.9. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons tout d'abord décrit le modèle géométrique en deux dimensions ainsi que les conditions aux limites adoptées, élaborés à l'aide du logiciel "GAMBIT". Par la suite, nous avons présenté le type de maillage utilisé, accompagné d'une étude d'indépendance du maillage et d'une validation du code de calcul.

Enfin, nous avons analysé et interprété les résultats numériques obtenus pour les différents paramètres étudiés.

Conclusion générale

L'étude présentée dans ce mémoire a porté sur la simulation numérique de la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée partiellement chauffée, remplie d'air, comportant une paroi chaude munie d'une ailette conductrice, une paroi froide et deux parois adiabatiques. Le problème a été résolu numériquement à l'aide de la méthode des volumes finis en utilisant le code CFD FLUENT.

Les simulations ont été réalisées pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh ($Ra = 10^3, 10^4, 10^5, 10^6$), du rapport de conductivité thermique ($R_k = 10, 10^2, 10^3, 10^4, 10^5$), de la longueur de la chicane ($L = 0.25, 0.5, 0.75$) ainsi que de la portion chauffée ($0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1$).

Les principaux résultats obtenus sont les suivants :

- L'augmentation du rapport de conductivité thermique et de la longueur de l'ailette améliore le transfert thermique, ce qui se traduit par une augmentation du nombre de Nusselt moyen. Par ailleurs, le rapport $R_k = 10^3$ constitue un bon compromis entre efficacité thermique et coût du matériau.
- Le nombre de Nusselt moyen croît avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, traduisant l'intensification du phénomène convectif.
- L'allongement de la portion chauffée de la paroi chaude entraîne une élévation du nombre de Nusselt moyen, donc une amélioration du transfert de chaleur.
- En somme, les résultats obtenus mettent en évidence l'importance des paramètres géométriques et thermo-physiques étudiés (rapport de conductivité thermique, longueur de la chicane et portion chauffée) dans l'optimisation du transfert de chaleur par convection naturelle dans ce type de configuration.

Références

- [1] O. Aydin, and G. Yesiloz, “ Natural Convection in a Quadrantal Cavity Heated and Cooled on Adjacent Walls,” ASME Journal of Heat Transfer, 133, 052501–7. (2011).
<http://dx.doi.org/10.1115/1.4003044>.
- [2] CH. Garnier, Modélisation numérique des écoulements ouverts de convection naturelle au sein d'un canal vertical asymétriquement chauffé, Mémoire de doctorat en mécanique des Fluides, Université de Pierre et Marie Curie, (2014).
- [3] I. KHafrabbi, Modélisation et simulation de la convection thermo-capillaire dans des cavités, Mémoire de Magister en Génie Mécanique, Université Badji Mokhtar Annaba, (1016-2017)
- [4] Messaouidi.D, Horr.S (2015) : Contribution à l'étude de la convection naturelle conjuguée en milieu poreux.
- [5] Hocine Boughaba, simulation numérique de la convection naturelle dans une enceinte a paroi verticale irreguliere, mémoire de magistère, Université Mentouri-constantine , (2010).
- [6] GUESTAL Mabrouk, Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec une paroi chauffée partiellement, thèse de docteur université de Mentouri Constantine, (2010).
- [7] Kadari Ahmed, "Etude numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée à paroi ondulée avec chicane horizontale attachée à la paroi chaude ", thèse de doctorat, Université Ibn khaldoun-Tiaret, 2018.
- [8] SEDDIK BOUCHOUICHA Malika, "Étude des instabilités thermo-convective dans une enceinte différentiellement chauffée munie d'une ailette conductrice et adiabatique ", thèse de doctorat , Université Mohamed Boudiaf-Oran 2018
- [9] Bejan A, Kraus AD. Heat Transfer Handbook, John Wiley and Sons Inc., New Jersey (2003).
- [10] M.J. Stewart and F. Weinberg, “Fluid flow in liquid metals I. Theoretical analysis”, J. Crystal Growth, 12, 217-227 (1972).
- [11] T.H. Kuehn, R.J. Goldstein, « An experimental study and theoretical study of natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders »,J. Fluid Mech.Vol. 74 695–719, (1976).

- [12] : E.K. Lakhal et M. Hasnaoui. « Convection naturelle dans une cavité carrée chauffée et périodiquement par le bas ». *Revue générale de thermique*, 27, 480– 485. (1995).
- [13] G. de Vahl Davis, « Natural convection of air in a square cavity: a benchmark numerical solution », *Int. J. Numerical. Methods Fluids* Vol.3, pp. 249–264, (1983).
- [14] Valencia, A. and Frederick, R.L. (1989) : Heat transfer in square cavities with partially active vertical walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 32, pp. 1567-1574
- [15] M.M. Ganzarolli, L.F. Milanez. « Natural convection in rectangular enclosures heated from below and symmetrically cooled from the sides ». *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38, 1063–1073. (1995).
- [16] Benkhelifa .A, M.A.Harhad, M. Belhamel, « Etude Numérique de la convection naturelle dans une cuve cylindrique », *Rev. Energ. Ren: valorisation* 37-41 (1999).
- [17] Nag A, Sarkar A, Sastri VMK. Natural convection in a differentially heated square cavity with horizontal partition plate on the hot wall. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 1993; 110(1-2): 143-156. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(93\)90025-S](https://doi.org/10.1016/0045-7825(93)90025-S)
- [18] Dou HS, Jiang G. Numerical simulation of flow instability and heat transfer of natural convection in a differentially heated cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2016; 103: 370–381. <http://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.039>
- [19] Jetli R, Acharya S, Zimmerman E. Influence of baffle location on natural convection in a partially divided enclosure. *Numerical Heat Transfer* 1986; 10(5): 521-536.
<http://dx.doi.org/10.1080/10407788608913532>
- [20] Nag A, Sarkar A, Sastri VMK. Effect of thick horizontal partial partition attached to one of the active walls of a differentially heated square cavity. *Numerical Heat Transfer* 1994; 25(5): 611-625. <http://dx.doi.org/10.1080/10407789408955969>
- [21] : Ben-Nakhi A, Chamkha AJ. Effect of length and inclination of a thin fin on natural convection in a square enclosure. *Numerical Heat Transfer* 2006; 50(4): 381-399.
<http://dx.doi.org/10.1080/10407780600619907>

- [22] Oztop H, Bilgen E. Natural convection in differentially heated and partially divided square cavities with internal heat generation. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 2006; 27(3): 466–475. <http://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2005.11.003>
- [23] Fu WS, Perng JC, Shieh WJ. Transient laminar natural convection in an enclosure partitioned by an adiabatic baffle. *Numerical Heat Transfer* 1989; 16(3): 325-350. <http://dx.doi.org/10.1080/10407788908944720>
- [24] Zoubida Haddad, « Etude des effets d'un nanofluide sur un écoulement de convection naturelle dans une cavité », these de doctorat, Université des Sciences et de Technologie Houari Boumediene, soutenu le 2/11/2014
- [25] Eiyad Abu-Nada et Ali J. Chamkha , « Effect of nanofluid variable properties on natural convection in enclosures filled with a CuOeEGeWater nanofluid », *International Journal of Thermal Sciences*, (2010) 2339-2352.
- [26] O.THAUL : 1997, Introduction à la mécanique des milieux continus déformable, Edition Cepudures ;
- [27] J. Boussinesq. Théorie analytique de la chaleur, Vol.2. GauthierVillars, Paris, 1903.
- [28] H. Salhi, 'Etude Numérique de la convection naturelle dans les enceintes nanofluide',Mémoire. Université de Batna. (2015).
- [29] M. AKERMA ; Mémoire de fin d'études ; Etude des échanges convectif autour d'un cylindre horizontal ; 2012/2013.
- [30] LOAN C. POPA, Modélisation numérique du transfert thermique –méthode des volumes finies, Universitaria Craiova, pp. 36 -43 (2002).
- [31] Suhas V.Patankar . « Numerical heat transfer and fluid flow »,Hemisphere publishing corporation, États -Unis d'Amérique, ISBN 0-89116-522-3 (1980).
- [32] E. Belahmadi, Simulation numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée poreuse, Mémoire Magister en Génie mécanique, Université de Constantine 1, (2013)

- [33] S. V. Patankar (1980). Numerical Heat transfer and fluid flow. Series in computational Methods in Mechanics and Thermal Sciences. Hemisphere corp .New York.
- [34] A. Boumaraf (2010). Étude de la convection naturelle thermosolutale dans une enceinte rectangulaire inclinée. Mémoire de magister .Université Mentouri–Constantine .Faculté des sciences de l'ingénieur. Département de génie mécanique
- [35] S.V. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow, Hemisphere, Washington, DC, (1980)
- [36] Kadari Ahmed, "Etude numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée à paroi ondulée avec chicane horizontale attachée à la paroi chaude ", thèse de doctorat, Université Ibn khaldoun-Tiaret, 2018.
- [37] M. Guestal. « Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec une paroi chauffée partiellement ». Mémoire de magister, option énergétique appliquée en engineering, Université MENTOURI Constantine (2009).
- [38] Fluent user services center, “www.fluentusers.com”. “Introduction Gambits notes”, Gambit v2.1, 2003.
- [39] Tasnim SH, Collins MR. Numerical analysis of heat transfer in a square cavity with a baffle on the hot wall. Int. Comm. Heat Mass Transfer 2004; 31(5): 639-650. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(04\)00051-X](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(04)00051-X)
- [40] Bouamoud B, Houat S. Etude de la convection naturelle dans une cavité carrée partiellement chauffée par la méthode de Boltzmann sur réseau. Proc. XIIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, Sherbrooke, Canada; 2015.

Résumé :

Ce mémoire porte sur une étude numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'air, soumise à des conditions thermiques particulières : une paroi chaude partiellement chauffée munie d'une chicane conductrice, une paroi froide, et deux parois adiabatiques. L'approche adoptée repose sur la simulation numérique par la méthode des volumes finis en utilisant le code CFD FLUENT. L'objectif de ce travail est d'analyser l'influence de différents paramètres géométriques et physiques, tels que le nombre de Rayleigh, le rapport de conductivité thermique, la longueur de la chicane et la portion chauffée, sur le comportement de l'écoulement et le transfert de chaleur dans la cavité

Abstract :

This work deals with a numerical study of natural convection in a square cavity filled with air, subjected to specific thermal boundary conditions: a hot wall partially heated and equipped with a conductive baffle, an opposite cold wall, while the remaining two walls are considered adiabatic. The adopted approach is based on numerical simulation using the finite volume method with the CFD code FLUENT. The objective of this study is to analyze the influence of various geometric and physical parameters, such as the Rayleigh number, the thermal conductivity ratio, the baffle length, and the heated portion of the hot wall, on the flow behavior and heat transfer inside the cavity.

ملخص:

يتناول هذا العمل دراسة عددية لظاهرة الحمل الطبيعي داخل تجويف مربع مملوء بالهواء، حيث تكون الجدران ذات شروط حرارية مختلفة: جدار ساخن مسخن جزئياً ومزود بحاجز موصل، جدار مقابل بارد، بينما الجدران الأخران معزولان حرارياً. تم اعتماد منهجية المحاكاة العددية بالاعتماد على طريقة الحجوم المحددة باستخدام البرنامج العددي FLUENT. وتهدف هذه الدراسة إلى تحليل تأثير المعاملات الهندسية والفيزيائية مثل عدد راييلي، نسبة الناقلية الحرارية، طول الحاجز، وطول الجزء المسخن على خصائص الحمل الطبيعي وانتقال الحرارة داخل التجويف.