

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche
scientifique



Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou
Faculté de génie de la construction
Département de génie mécanique

Mémoire

De Fin d'Études
*En vue de l'obtention du Diplôme
De Master Académique en génie mécanique
Spécialité énergétique*

Thème

Etude numérique des échanges convectifs
dans une cavité munie d'ouvertures

Proposé et dirigé par :

M^r A.ABDEDYOU

Présenté par :

M^{elle} Atek Adidi

M^{elle} Nezlioui Ferroudja

Promotion:2014/2015



Remerciements


On aimerait tout d'abord remercier le bon dieu Allah qui nous a donné la volonté et le courage pour la réalisation de se modéré travail,

Ensuite, c'est pour nous un réel plaisir de remercier toutes les personnes qui nous ont aidé de près ou de loin, d'une manière ou d'une autre, par leur collaboration, leur soutien et leur avis judicieux, de mener à l'accomplissement de ce mémoire.

En premier lieu, on tien a exprimer toute nos reconnaissance, nos profond remerciements a notre promoteur Mr Abdedou Azzedine de nous avoir proposé ce sujet de recherche, de nous avoir encadré, guidé, orienté, aidé et conseillé tout le long de notre travail. Pour Ses critiques et ces conseils précieux.

Je prends aussi un réel plaisir à remercier le président ainsi que tous les membres de jury nous avoir fait l'honneur d'accepter d'évaluer notre travail de mémoire. Et a bénéficié de leur lecture attentive.

On adresse aussi nos sincères remerciements à tous les professeurs, nos enseignants pour leurs efficaces formation et on espère que notre conduite et apprentissage ont laissé une bonne impression auprès du personnel administratif et enseignant de l'ummo.





Dédicace

Je dédie ce délicat travail :

➤ *A Ma très chère mère ;*

Qui a vaquer pour ma réussite, par son amour, son soutien, tous les sacrifices approuvés et ses précieux conseils, pour tout son appui et sa présence dans ma vie, reçois à travers ce travail aussi modeste soit-il, l'expression mes remerciements et mon éternelle gratitude.

➤ *A Mon père :*

Qui peut être fier de trouver ici le résultat de longues années d'éducation et le soutien permanent, que votre bénédiction m'accompagne toujours.

Que ce délicat ouvrage soit l'exaucement de vos vœux tant formulés, le fruit de vos innombrables sacrifices.

➤ *A mon unique frère Ghiles et unique sœur Ouarda ;*

Qui n'ont cessé d'être pour moi des exemples d'assiduité, de courage et de générosité. Je leur exprime à travers ce travail les sentiments de fraternité et d'amour.

➤ *A mon cher fiancé Kareb Malik ;*

Pour sa présence dans ma vie, son soutien, et sa compréhension ; et à toute ma belle famille.

➤ *A Mes très chers grands parents paternelle et maternelle, ainsi qu'à toutes mes tantes et oncles, cousins, cousines et toute ma famille sans exception.*

➤ *Je passe ensuite une dédicace spéciale à tous les jeunes gens que j'ai eu le plaisir de côtoyer durant mon cursus universitaire surtout à mes meilleurs copines Jasmine, Lyza et Nihade, Imane*

➤ *Je tiens aussi à mentionner le plaisir que j'ai eu à travailler au sein de Lummo*

Enfin, ces remerciements ne seraient pas complets sans mentionner mes sincères remerciements à ma binôme Nezlioui Ferroudja qui a travaillé sérieusement avec moi tout le long de ce mémoire et pour son amitié tout au long de mon parcours universitaire.



Adidi



Je dédie ce modeste travail :

➤ *A ma très chère mère :*

A la lumière de mes jours, la source de mes efforts : Tu représentes pour moi le symbole de la bonté par excellence, et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de prier pour moi. Et qui m'a toujours entouré de sa Confiance, amour et encouragement, Puisse Dieu, le tout puissant, te préserver et t'accorder santé, longue vie et bonheur (amen).

➤ *A mon très cher père :*

En signe de reconnaissance de l'immense bien que vous avez fait pour moi concernant mon éducation qui ma permet d'atteindre cette étape de ma vie. Toute ma gratitude et mes profonds sentiments. Que Dieu le tout puissant soit à vos côtés et vous accorde une meilleure santé (amen).

➤ *A mes deux frères :*

Nassim et Massinissa les mots ne suffisent guère pour exprimer l'attachement, l'amour et l'affection que je porte pour vous. Mon ange gardien et mon fidèle accompagnant dans les moments les plus délicats de cette vie mystérieuse. Je vous dédie ce travail avec tous mes vœux de bonheur, de santé et de réussite.

➤ *A toute ma famille :*

Spécialement à ma petite cousine AMIRA.

➤ *A mes amis :*

De toujours pour les remercier d'avoir été toujours là pour moi et qui m'ont apporté leur support moral et intellectuel tout au long de ma démarche. Surtout à ma meilleure copine Amara Yamine.

Enfin ce dédicace ne peut être plénier sans passer par ma binôme Atek Adidi En témoignage de l'amitié qui nous uni et des souvenirs de tous les moments que nous avons passé ensemble je vous dédie ce travail.



Ferroudja



Dédicaces

*Toutes les lettres ne sauraient trouver les mots qu'il faut...
Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude,
Le respect, la reconnaissance et remerciements...*



SOMMAIRE

Remerciement	
Dédicaces	
Sommaire	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	

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

Chapitre I : Généralités sur les transferts de chaleur

I.1. Introduction.....	3
I.2. Généralités sur le transfert chaleur.....	3
I.2.1. Définition	3
I.2.2. les différents modes de transfert chaleur.....	3
I.2.2.1. La conduction.....	3
I.2.2. 2 La convection.....	4
I.2.2.3.Le rayonnement.....	5
I.3.les types de la convection	6
I.3.1. Convection naturelle	6
I.3.2. Convection forcé	7
I.3.3.La convection mixte.....	7
I.4.Recherche bibliographique.....	7
I.5. Conclusion.....	14

CHAPITRE II : Modélisation Mathématique

II.1. Introduction	15
II.2. Géométrie du problème.....	15
II.3. Hypothèses simplificatrices.....	17
II.4 Equation gouvernantes.....	17
II.4.1.Equation de continuité.....	17
II.4.2.Equation de quantité de mouvement.....	17
II.4.3.Equation d'énergie.....	18
II.5. Condition aux limites.....	18
II.6. Mise sous forme adimensionnel des équations gouvernantes.....	19
II.6.1. Equation de continuité.....	20
II.6.2. Equations de la quantité de mouvement.....	20
II.6.3.Equation de l'énergie	20
II.7. Condition aux limites adimensionnelles.....	20
II.8. Calcul du nombre de Nusselt	21
II.9. Evaluation de la fonction de courant.....	23
II.10.Conclusion.....	23

CHAPITRE III : Modélisation numérique

III.1Introduction.....	24
III.2 Généralités sur le CFD	24
III. 3Description des logiciels Fluent et Gambit	24
III.3.1 Gambit.....	24
III.3.2 Fluent	29
III.4. Etude de la convection dans une chambre de refroidissement muni d'ouvertures	39
III.4. 1. Description du problème.....	39
III.4.2 Création de la géométrie et le maillage sur Gambit.....	39

III.4.3 Implémentation des conditions aux limites...	41
III.4.4 Les étapes de simulation sous Fluent.....	41
III.5 Conclusion.....	42

CHAPITRE IV : Résultats et Interprétation

IV. 1 Introduction	43
IV. 2 Etude de la sensibilité au maillage.....	43
IV. 3 Validation du code numérique.....	45
IV.4. Discussion des résultats.....	45
IV.4.1. Cas de la 1 ^{ère} Configuration.....	47
IV.4.1.a. Effet du nombre de Reynolds sur les lignes de courant et sur les Isothermes.....	47
IV.4.1.b .Effet de l'emplacement de la source de chaleur sur le nombre de Nusselt Local.....	52
IV.4.1.c. Effet du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen.....	53
IV.4.2. Cas de la 2 ^{ème} Configuration.....	57
IV.5. Effet du nombre de Reynolds sur le profil des vitesses longitudinale et transversale.....	62
IV.5. 2.a. Effet de l'emplacement de la pièce à refroidir sur le nombre de Nusselt local.....	65
IV.5.2.b. Effet de l'emplacement de la pièce à refroidir sur le nombre de Nusselt moyen.....	66
IV.6. Comparaison des valeurs du nombre de Nusselt moyen pour les emplacements donnant le meilleur refroidissement pour chaque configuration	69
Conclusion générale.....	71

Liste des figures

Figure I.1 : Représentation schématique du transfert thermique par conduction.....	4
Figure I.2 : Représentation schématique du transfert thermique par radiation.....	6
Figure. I.3 : Canal horizontal contenant deux composants électroniques.....	8
Figure. I.4 : Canal horizontal contenant deux composants électroniques.....	9
Figure I. 5 : Canal contenant un seul obstacle chauffé.....	10
Figure I. 6.a : Canaux horizontal et vertical contenant des composants électroniques.....	10
Figure I.6.b : Cavité carrée contenant des sources de chaleur.....	11
Fig. I.7 : Schéma de la configuration avec 02 sources de chaleur.....	11
Figure (I.8.a) : Distribution non uniforme des sources de chaleur de dimensions finies sur une paroi verticale.....	12
Figure (I.8.b) : Enceinte bidimensionnelle avec des sources de chaleur sur la paroi verticale.....	12
Figure II.1 : Représentations schématiques du domaine physique : (a) 1 ^{ere} Configuration, (b) 2 ^{eme} Configuration.....	16
Figure III.1 : Fenêtre d'accueil.....	25
Figure III.2 : Onglets du menu principal.....	26
Figure III.3 : Icones représentant les étapes pour construire une géométrie sous Gambit...26	
Figure III.4 : Menu Création des éléments de la géométrie.....	27
Figure III.5 : Génération du maillage.....	28
Figure III.6 . Définition des conditions aux limites.....	28
Figure III.7 : Fenêtre de control global.....	29
Figure III.8 : Exportation du maillage.....	29
Figure III.9 : Type de résolution.....	30
Figure III.10 : Importation de la géométrie.....	31

Figure III.11 : Vérification du maillage sous Fluent.....	32
Figure III.12 : Vérification des unités.....	33
Figure III.13 : Définitions de paramètres de calcul.....	33
Figure III.14 : Choix du solveur sous Fluent.....	34
Figure III.15 : Equation de l'énergie.....	34
Figure III.16 : Définition des caractéristiques du fluide.....	35
Figure III.17 : Implémentation des conditions aux limites.....	36
Figure III.18 : Initialisation du processus itératif.....	36
Figure III.19 : Choix de la solution.....	37
Figure III.20 : Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence.....	38
Figure III.21 : Choix du nombre des itérations.....	38
Figure III.22 : Représentation Schématique du problème étudié.....	40
Figure III.23 : Géométrie et maillage sur gambit.....	40
Figure III.24 : Evolution des résidus des équations de continuité, d'énergie et de la quantité de mouvement pour la pièce placée sur la paroi droite pour $Re=500$	42
Figure IV.1 : Profil du nombre de Nusselt local de la paroi gauche pour différents maillages pour : (a) $Re=50$, (b) $Re = 100$ et (c) $Re = 300$	44
Figure IV. 2 : Comparaison des résultats de la présente étude avec la référence [14] pour trois cas différents de l'emplacement des orifices d'entrée et de sortie pour $Re=40$	46
Figure IV. 3 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes et pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi horizontale supérieure de la cavité	48
Figure IV. 4 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes et pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi horizontale inférieure de la cavité.....	49.
Figure IV.5 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes et pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi verticale gauche de la cavité.....	50

Figure IV.6 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes et pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi verticale droite de la cavité.....	51
Figure. IV.7: Variation du nombre de Nusselt local le long de la source de chaleur pour différents Re et dans le cas la source est placée au niveau de: (a) la paroi supérieure, (b) la paroi inférieure, (c) la paroi verticale gauche, (d) la paroi verticale droite.	53
Figure IV.8 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds..	54
Figure IV.9 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes et pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi supérieure de la cavité.....	58
Figure IV.10 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi inférieure de la cavité.....	59
Figure IV.11 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi verticale gauche de la cavité.....	60
Figure IV.12 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi verticale droite de la cavité.....	61
Figure IV.13 : Profils des vitesses longitudinales pour différentes positions et différentes valeurs du nombre de Reynolds.....	63
Figure IV.14: Profils des vitesses transversales pour différentes positions et différentes valeurs du nombre de Reynolds.....	64
Figure. IV.15 : Variation du nombre de Nusselt local pour différentes valeurs du nombre de Reynolds dans le cas ou pièce est placée sur la paroi: (a) droite, (b) gauche, (c) supérieure et (d) inférieure.....	65
Figure IV.16 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents positionnements de la source de chaleur.....	67
Figure IV. 17 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour les parois les mieux refroidies pour les deux cas de configuration étudiés.....	69

Liste des Tableaux

Tableau IV.1. Effet du maillage sur les valeurs du nombre de Nusselt global	45
Tableau IV.2 : Valeurs du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'emplacement de la source de chaleur pour différentes valeurs du nombre de Reynolds.....	55
Tableau IV.3 : Pourcentage d'augmentation du transfert de chaleur pour différents emplacement de la source de chaleur pour différentes valeurs du nombre de Reynolds.....	56
Tableau IV.4 : Valeurs du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'emplacement de la source de chaleur pour différentes valeurs nombre de Reynolds.	68
Tableau IV.5. Pourcentage d'augmentation du transfert de chaleur en fonction de l'emplacement de la pièce et du taux de ventilation.....	69

NOMENCLATURE

C_p : chaleur massique à pression constante ($J.kg^{-1}k^{-1}$)

d : Représente la hauteur de la partie chaude de la paroi.

F : facteur de forme

h : coefficient d'échange thermique par convention (W/m^2K)

H : hauteur de la cavité (m)

k : Conductivité thermique du fluide. ($W.m^{-1}.K^{-1}$).

L : longueur de la cavité (m)

T : température de fluide (K)

T_c : température de la paroi chaude (K)

T_0 : température de l'air à l'entrée (K)

U_0 : la vitesse d'entrée de l'air ($m.s^{-1}$)

u : composante de la vitesse suivant la direction x ($m.s^{-1}$)

U : composante adimensionnelle de vitesse suivant X

v : composante de la vitesse suivant la direction y ($m.s^{-1}$)

V : composante de la vitesse suivant la direction Y

w : dimension de l'entrée d'air (m)

x, y : coordonnées d'espace dimensionnelles(m)

X, Y : coordonnées d'espace dimensionnelle

Lettres grecques :

α : diffusivité thermique ($m^2.s^{-1}$)

ρ : masse volumique du fluide ($Kg.m^{-3}$)

μ : viscosité dynamique ($Kg.m^{-1}.K^{-1}$)

ν : viscosité cinématique ($m^2.s^{-1}$)

Θ : température adimensionnelle

Ψ : fonction de courant

Nombre adimensionnels :

Gr : nombre de Grashof

Nu : nombre de Nusselt

Pr : nombre de Prandtl

Ra : nombre de Rayleigh

Re : nombre de Reynolds

Ri : nombre de Richardson

Introduction Générale

Le développement des technologies modernes a atteint ces dernières années des proportions jamais égalées du fait de l'amélioration notable des systèmes et processus industriels. L'optimisation des performances et la réduction des coûts de fabrication sont parmi les objectifs recherchés par la communauté scientifique. Divers domaines sont concernés par cette quête et en particulier l'électronique où le progrès est de plus en plus rapide. Ces évolutions sont rendues possibles grâce au développement des techniques de refroidissement permettant ainsi un contrôle rigoureux des températures de fonctionnement des composants électroniques dans ces assemblages afin d'éviter d'éventuels surchauffes résultant des différentes formes de dissipation thermique. De plus l'économie d'énergie s'appuie principalement sur l'amélioration des performances thermiques des systèmes et processus industriels et technologiques. Il est bien connu que les scientifiques se penchent sur l'étude des écoulements avec transfert de chaleur par différents modes de convection (naturelle, forcée et mixte).

Le présent travail se veut une contribution à l'étude du refroidissement d'une source de chaleur, qui peut être considéré comme un composant électronique générateur de chaleur, et ce en examinant les effets du nombre de Reynolds et le positionnement de la source de chaleur sur les différentes parois de la cavité munies d'ouvertures.

D'importants travaux ont été réalisés sur des problèmes de refroidissement des composants électroniques, la température peut influencer de manière significative la fiabilité des composants, notre étude consiste donc à refroidir des pièces électroniques dans une cavité carrée soumise à une ventilation extérieure pour évacuer le surplus de chaleur généré moyennant un refroidissement par un écoulement forcé.

Le premier chapitre est consacré à des généralités sur le transfert de chaleur et des notions fondamentales relatives à la convection forcée. Par la suite on présentera une revue bibliographique qui porte sur des travaux menés sur l'étude des transferts convectifs dans les cavités entre autres.

Le deuxième chapitre est consacré à la configuration géométrique du problème étudié, ainsi que la formulation mathématique du problème physique, basée sur les équations de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et la conservation de l'énergie. Une

mise sous forme adimensionnelle des équations et des conditions aux limites appropriées sera ensuite présentée afin de faire apparaître quelques groupements adimensionnels qui serviront de paramètre d'étude.

Le troisième chapitre portera sur la présentation du logiciel Gambit sur lequel la géométrie du problème considéré sera présentée ainsi que la description du code de calcul Fluent avec lequel se fera la résolution des équations aux dérivées partielles du chapitre précédent. On détaillera aussi chaque étape effectuée pour cette simulation.

Dans le quatrième chapitre une étude de la sensibilité de maillage ainsi qu'une validation du code de calcul seront présentées. Les principaux résultats porteront sur l'effet du nombre de Reynolds et de l'emplacement de la source de chaleur sur différentes parois de la cavité sur les échanges convectifs. Ils seront présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes, de profils de vitesses, de profils de nombres de Nusselt local et moyen.

CHAPITRE I

CHAPITRE I :

Généralités sur les transferts de chaleur

I. 1. Introduction :

Ce chapitre sera consacré à la présentation des généralités sur les différents modes de transferts de chaleur ainsi qu'à la description des différents modèles régissant les lois fondamentales des échanges thermiques. Par la suite, une recherche bibliographique sur les principaux travaux antérieurs qui ont porté sur l'étude des transferts convectifs dans les enceintes, et plus particulièrement dans les cavités ouvertes sera présentée.

I.2. Généralités sur le transfert de chaleur :

I.2.1. Définition :

Lorsque deux corps sont à la même température, ils sont dits en " équilibre thermique ". Si leurs température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid, et dans ce cas on parle d'un transfert thermique.

I.2.2. Les différents modes de transfert de chaleur:

Trois phénomènes physiques de base permettent le transfert de chaleur d'un corps vers un autre dès lors qu'ils ne sont pas en équilibre thermique (à la même température) ; on évoque dans ce cas les modes de transfert de chaleur, on distingue: la conduction, le rayonnement et la convection. [1]

I.2.2.1.La conduction :

La conduction représente le processus de propagation de la chaleur par le contact direct entre les particules d'un corps ou entre des corps ayant des niveaux énergétiques, donc des températures, différents, suite au mouvement de ces particules élémentaires sans déplacement de matière. La transmission est provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu en contact physique, les zones chaudes cédant de la chaleur à celles froides. Il n'y a pas de déplacement des atomes ou de molécules. On peut citer quelques exemples de transfert de chaleur par conduction à savoir : une barre de métal que l'on chauffe à l'une de ses extrémité, de sorte que la chaleur se propage peut a peut le long de cette barre jusque vers

l'autre extrémité Transfert à travers une paroi diathermique (par exemple les ailettes de refroidissement d'un moteur ou les radiateurs d'un chauffage central,.).

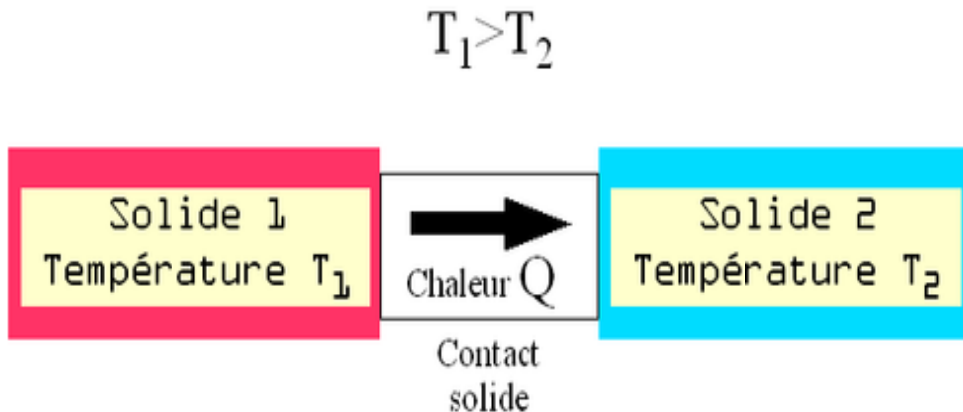


Figure I.1 : Représentation schématique du transfert thermique par conduction

La proportionnalité entre le flux de chaleur à travers une surface par unité de temps et l'élévation de la température de part et d'autre de cette surface se traduit par la loi de Fourier ; L'équation mathématiquement qui donne la relation entre le flux de chaleur et la variation de température de la surface de manière monodirectionnelle s'exprime de la manière suivante [2] :

$$\Phi = -k \cdot S_{nx} \frac{dT}{dx} \quad (I.1)$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur en watt (W);

k: Conductivité thermique du matériau (en $W.m^{-1}.K^{-1}$);

S_{nx} : Surface perpendiculaire au flux de chaleur (normal à l'axe x considéré) ;

dT : différence de température (en kelvins) ;

dx : axe considéré.

I.2.2.2. La convection :

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu entre une surface solide et un fluide (liquides ou gaz) en mouvement. La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce mouvement entraîne un mélange intense

des particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) entre elles. Compte tenu des forces qui produisent le mouvement de fluide, on a deux types de convection : la convection forcée et la convection naturelle.

La loi de Newton introduit la relation entre le flux échangé entre la surface et le fluide et la surface d'échange ; elle s'exprime comme suit [3] :

$$\Phi = h \cdot S(T_p - T_f) \quad (I.2)$$

Avec :

Φ : Flux thermique (W).

h : Coefficient d'échange convectif ($W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$).

S : Surface d'échange à l'interface solide/fluide (m^2).

T_p : Température de la paroi (K).

T_f : Température du fluide loin de la surface du solide (K).

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide. Le coefficient de convection h peut s'exprimer en fonction de nombres adimensionnels tels que le nombre de Nusselt et le nombre de Reynolds.

I.2.2.3. Le rayonnement :

C'est une transmission d'énergie à distance, entre deux corps séparés ou non par un milieu matériel (transformation d'énergie thermique d'un émetteur en énergie électromagnétique, propagation, transformation partielle en énergie thermique sur un corps récepteur). Il existe, entre autres, le phénomène du refroidissement par radiation qui dépend de l'émissivité du matériau qui compose la surface chaude. L'émissivité d'un matériau (souvent écrite ε) est un nombre sans dimension, elle rend compte de la capacité d'un matériau à émettre de l'énergie par rayonnement. Plus cette émissivité est proche de 1, plus le matériau radiera de la chaleur. La figure I.2 donne un aperçu d'une représentation schématique du transfert de chaleur par radiation. L'expression du flux de chaleur échangé par rayonnement est donnée par l'équation (I.3) suivante :

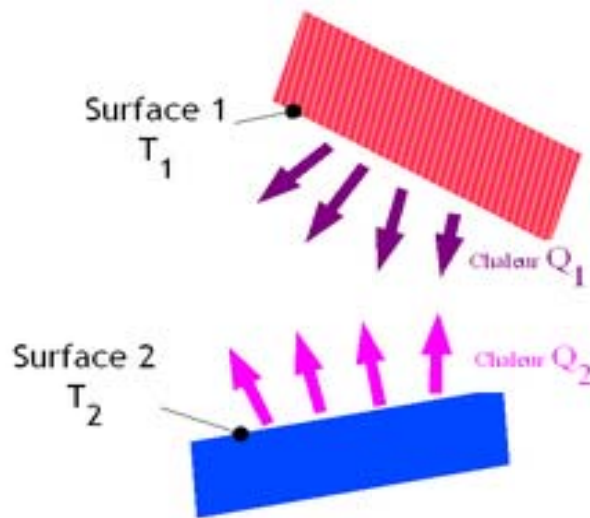


Figure I.2 : Représentation schématique du transfert thermique par radiation

$$\Phi = F \cdot \epsilon \cdot S \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (I.3)$$

Avec :

F: facteur de forme

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($5,6703 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$) ;

ϵ : Émissivité, dont la valeur est comprise entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau ;

S : Superficie du corps ;

T : Température du corps (en kelvin).

Φ : Flux thermique (W).

I.3.Les types de la convection :

I.3.1.La convection naturelle :

La convection naturelle, appelée aussi convection libre, est la forme d'échange thermique convectif la plus couramment observée dans la nature. Le mouvement du fluide est le résultat d'une variation de la masse volumique du fluide sous l'effet de l'augmentation de sa température : l'air chaud, plus léger, tend alors à avoir un mouvement ascendant, alors que l'air froid, plus lourd, descend. Ce mécanisme se produit dans des situations très diverses à

savoir : Le chauffage d'une maison (cas d'un radiateur) ; Formation de courants océaniques ; Formation des vents dans l'atmosphère...etc.

I.3.2. La convection forcée :

Le phénomène de convection forcée apparaît quand le mouvement du fluide est généré par un mécanisme externe au système (pompe, ventilateur,...). En convection forcée proprement dite, la poussée d'Archimède est négligeable devant les forces servant à mettre le fluide en mouvement ; C'est le cas, par exemple, du refroidissement des moteurs à combustion interne : la pompe à eau pousse le liquide de refroidissement à travers le moteur, puis dans l'échangeur.

I.3.3. La convection mixte :

La convection est dite mixte si les deux convections naturelle et forcée sont combinées, c'est-à-dire, Il existe, comme mentionné précédemment, une cause externe au mouvement du fluide, mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (régime de transition entre la convection libre et la convection forcée). C'est le cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile : l'air est soufflé dans l'habitacle par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas pour autant négligeable, surtout lorsqu'on se place loin des entrées d'air. Pour une même surface d'échange et un même écart de température, la valeur de l'échange thermique est notablement améliorée dans le deuxième cas.

La convection mixte est caractérisée par un nombre adimensionnel appelé nombre de Richardson, qui s'exprime par :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (I.4)$$

Les valeurs du nombre de Richardson délimitent le mode du transfert dominant dans le système objet de l'étude. Lorsque ce nombre prend des valeurs suffisamment faibles, c'est la convection forcée qui domine et pour des valeurs élevées de Ri ce sont les effets de la convection naturelle qui prévalent.

I.4. Recherche bibliographique :

Les problèmes liés aux transferts de chaleur ont une grande importance dans le domaine de l'industrie en général et l'électronique en particulier. A cet effet, l'étude et la maîtrise de ces problèmes est indispensable afin d'assurer le bon fonctionnement et la fiabilité des systèmes et processus conçus. La génération excessive de la chaleur nécessite une bonne et suffisante

évacuation afin d'augmenter la durée de vie des composants électroniques mis en jeu, mais aussi et surtout assurer un fonctionnement optimal de ces derniers. Une multitude de travaux scientifiques ont été menés par des chercheurs concernant les transferts convectifs afin d'étudier et d'analyser les systèmes de refroidissement des sources de chaleur dans une cavité. Nous allons présenter dans ce qui suit un résumé de quelques-unes de ces principales études :

Icoz et Jaluria [4] ont fait une simulation numérique de la convection naturelle bidimensionnelle, dans un canal rectangulaire ouvert et contenant deux sources de chaleur identiques (figure I.3). L'objectif de cette étude est d'étudier les effets de la température des sources de chaleur, des dimensions du canal, de l'emplacement des sources ainsi que le début de l'instabilité. Les résultats trouvés ont clairement indiqué que les dimensions du canal et la présence des ouvertures ont des effets considérables sur l'écoulement du fluide. Par contre leurs effets sur le transfert de chaleur sont relativement Petits, l'augmentation de la hauteur du canal, donne un écoulement moins stable et par conséquent elle conduit à une diminution du nombre de Grashof critique.

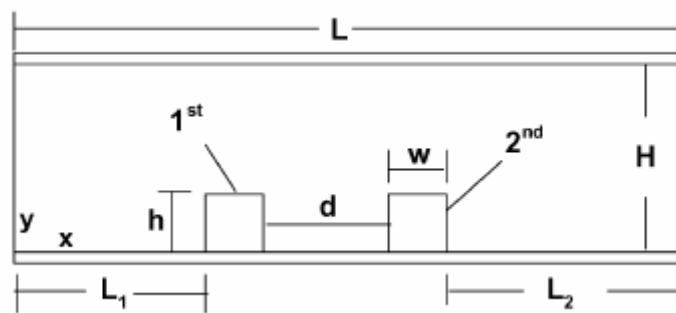


Figure. I.3: Canal horizontal contenant deux composants électroniques

Hamouche [5] ont étudié numériquement le refroidissement par convection mixte des composants électroniques montés dans un canal rectangulaire horizontal. Ils ont étudié l'effet de nombre de Richardson, l'effet de variation des dimensions de l'élément de blocage, l'effet de la position de l'élément de blocage et ainsi que l'effet de blocage partiel de l'écoulement sur le transfert de chaleur. Ils ont trouvé que le transfert de chaleur augmente avec le nombre de Richardson et aussi lorsqu'un élément de blocage est utilisé. Ils ont aussi trouvé que l'emplacement de l'élément de blocage entre les deux composants est très favorable pour l'amélioration de transfert de chaleur.

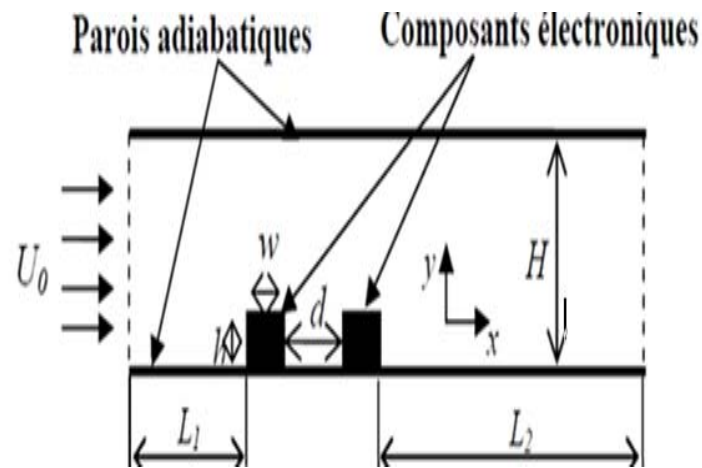


Figure. I.4 : Canal horizontal contenant deux composants électroniques

Bazylak et al [6] ont réalisé une analyse numérique estimative du transfert de chaleur dû à des sources disposées sur la paroi inférieure d'une enceinte horizontale. Ils ont trouvé que les taux optimums de transfert de chaleur et le début de l'instabilité thermique dépendent de la longueur et de l'espacement des sources et du rapport d'aspect de l'enceinte. La transition du régime conductif au régime convectif est caractérisée par une gamme de valeurs du nombre de Rayleigh ; et cette dernière diminue en augmentant la longueur de la source. Seulement, pour de petites longueurs de la source de chaleur, la structure de la cellule de Rayleigh-Bénard se transforme en de petites cellules larges, ce qui veut dire que nous sommes en présence d'un important transfert de chaleur à la suite duquel une lubrification caractérisée par l'existence d'instabilités dans le système physique a été obtenue.

Bhowmik et Tou (rapporter par **Souiadi Lyes**) [7] ont effectué une étude expérimentale afin d'étudier le transfert de chaleur en régime transitoire monophasé en convection forcée. Le dispositif expérimental comporte quatre (4) sources de chaleur montées dans un canal vertical rectangulaire.

L'eau est utilisée comme fluide de refroidissement et l'écoulement comprend une large gamme du nombre de Reynolds basé sur la longueur de la source de chaleur, en régime laminaire, variant de 800 à 2625. Les résultats expérimentaux indiquent que le transfert de chaleur est fortement lié au nombre de sources et au nombre de Reynolds. Les résultats montrent aussi que plus la hauteur du composant est grande, plus le transfert de chaleur est plus important.

Young et Vafai (rapporter par **Souiadi Lyes**) [7] ont fait une étude numérique de la convection forcée pour un fluide compressible dans un canal muni d'obstacles chauffés et montés sur sa paroi inférieure. Ils ont étudié les effets du nombre de Reynolds, de la hauteur, de

la largeur et de l'espacement des obstacles ainsi que de leur conductivité thermique. Les résultats montrent que tous ces paramètres ont des influences remarquables sur la variation du nombre de Nusselt moyen des composantes de la vitesse et de la distribution de la température au sein du fluide.

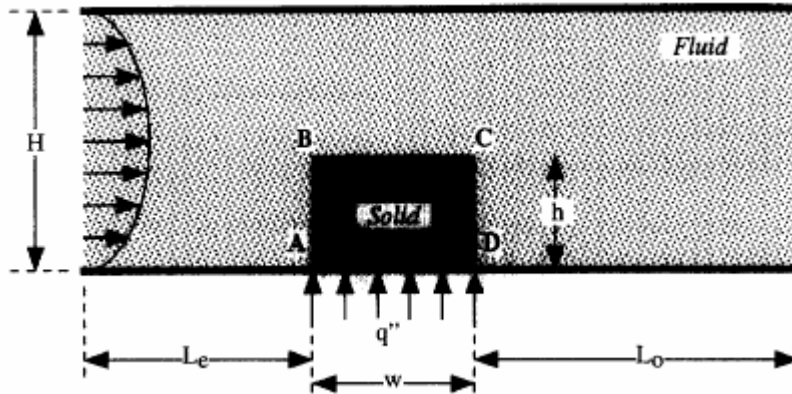


Figure I. 5: Canal contenant un seul obstacle chauffé

Icoz et Jaluria(rapporter par **Souiadi Lyes**) [7]ont élaboré une méthodologie pour la conception et l'optimisation des systèmes de refroidissement des équipements électroniques. Dans cette approche, les données expérimentales ou de modélisation numérique, notamment, le nombre Reynolds et la dimension des composants ont été utilisés pour obtenir une conception acceptable et optimale. Deux configurations simples ont été utilisées pour démontrer cette approche Fig. I.6.a et Fig. I.6.b. Cette investigation montre qu'on peut se baser sur des résultats découlant des études antérieures qui permettent de réaliser des géométries adéquates et optimales dans le but d'avoir le meilleur dispositif de refroidissement

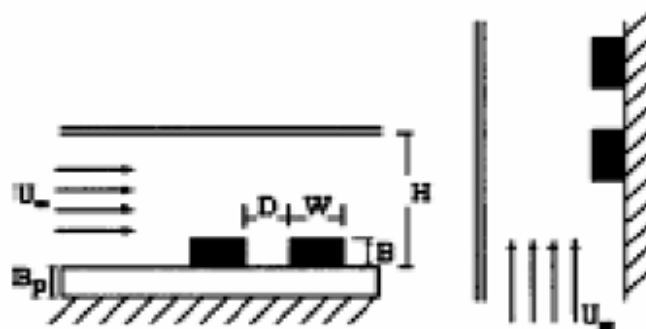


Figure I. 6.a: Canaux horizontal et vertical contenant des composants électroniques

Banarjee et al (rapporter par **Souiadi Lyes**) [7] ont étudié le refroidissement passif par convection naturelle de deux semi-conducteurs disposés horizontalement sur la surface

inférieure d'une enceinte carrée dont les parois sont isolées thermiquement. Les résultats obtenus ont porté sur l'effet des variations des longueurs dimensionnelles liées au domaine d'étude ainsi qu'aux sources elles-mêmes. Ils ont conclu qu'il existe une longueur spécifique optimale du composant qui produit une température constante maximale sur chaque composant.

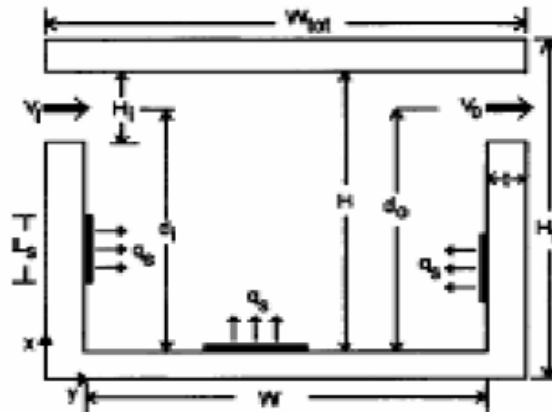


Figure I.6.b : Cavité carrée contenant des sources de chaleur

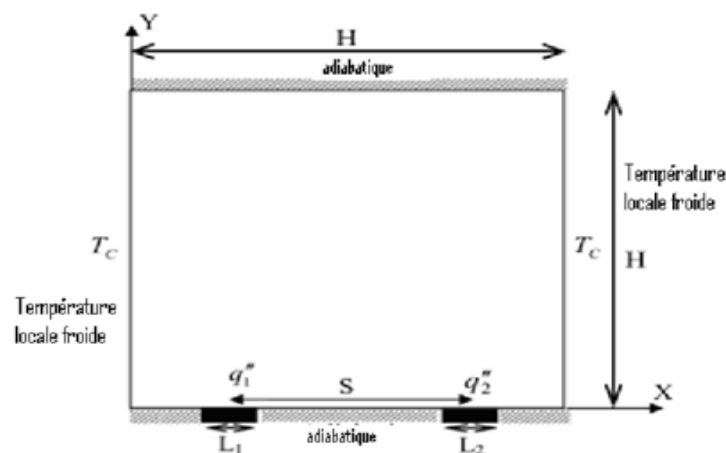


Fig. I.7: Schéma de la configuration avec 02 sources de chaleur

Raji et al[8] ont mené une étude numérique du transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité ventil e chauff e par un flux de chaleur uniforme à partir de sa paroi verticale gauche tandis que les parois restantes sont consid r es comme parfaitement isol es. Le système est soumis à un flux d'air frais, parallèle aux parois horizontales, entrant et sortant de la cavité à partir de deux ouvertures oppos es situ es au milieu des parois verticales. Les résultats de l'étude ont montré que la structure de l'écoulement est considérablement

influencée par l'interaction entre la convection naturelle (représentée par le nombre de Rayleigh) et la convection forcée (représentée par le nombre de Reynolds). Les différents régimes d'écoulement ont été identifiés et délimités dans le plan Ra-Re. Les couples (Ra, Re) menant au maximum de Nu ont été identifiés. Au-delà de cette limite de Re, le nombre de Nusselt décroît de façon monotone vers $Nu = 1$; valeur marquant la prédominance de convection forcée.

Da Silva et al. [9] ont étudié la distribution optimale d'un ensemble de sources de chaleur refroidies par convection naturelle. Leur objectif global était de maximiser la conductance entre la paroi et le fluide, lorsque le taux de génération de chaleur transmise par les sources et les dimensions du système sont connus. Deux configurations ont été abordées :

- (a) - une paroi verticale contenant un grand nombre de sources de chaleur près d'un (figure I.8.a).
- (b) - Une enceinte bidimensionnelle contenant un petit nombre de sources de chaleur montées sur la paroi latérale (figure I.8.b).

Les résultats montrent que la distribution n'est pas uniforme du fait que les sources ne sont pas équidistantes et la conductance augmente lorsqu'on ajoute les sources de chaleur. Pour avoir un bon refroidissement, les sources de chaleur près de la région du début de la couche limite thermique doivent être placées l'un au voisinage de l'autre lorsque le nombre de Rayleigh augmente.

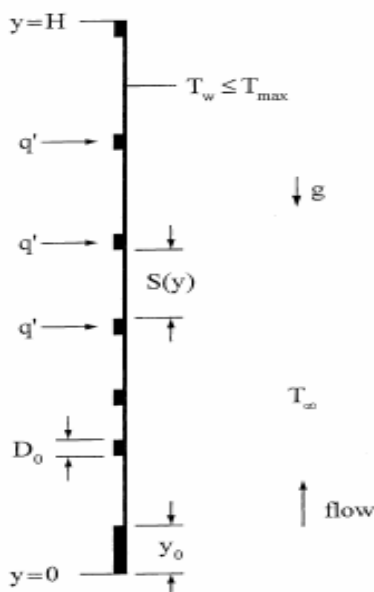


Figure (I.8.a) : Distribution non uniforme des sources de chaleur de dimensions finies sur une paroi verticale.

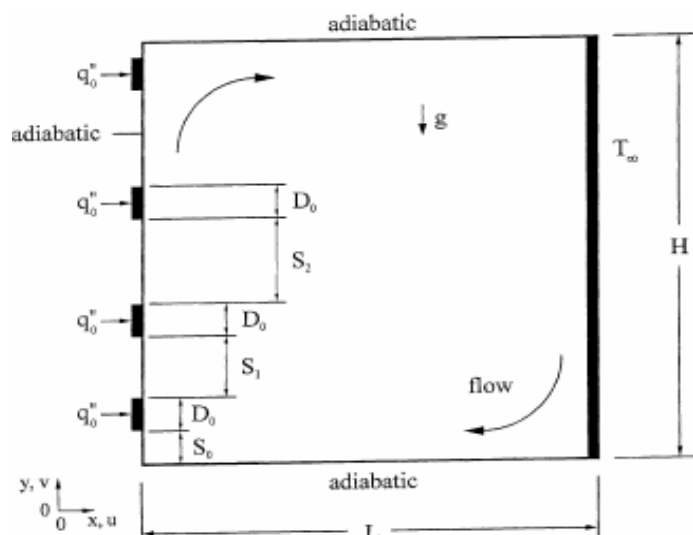


Figure (I.8.b) : Enceinte bidimensionnelle avec des sources de chaleur sur la paroi verticale.

haut. Les simulations numériques ont été réalisées pour différents rapports d'aspect et pour

une gamme du nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^5$). Les résultats montrent qu'en augmentant graduellement le nombre de Rayleigh, la nature de l'écoulement évolue comme suit :

- Une cellule stable, deux cellules stables, deux cellules périodiques, une à deux cellules périodiques et trois cellules périodiques.
- chaque bifurcation se caractérise par une symétrie/asymétrie et plus important encore, chaque bifurcation est accompagnée par une différence qui est plus ou moins grande du nombre de Nusselt.

Furukawa et Yang [11] ont réalisé une étude numérique pour évaluer le comportement thermique d'un fluide entre deux plans parallèles où se trouvent des blocs générateurs de chaleur (sources de chaleur). Le système simule les passages de l'air de refroidissement autour de ces blocs dans un ensemble de circuits électroniques. Les résultats révèlent qu'à des valeurs basses du nombre de Reynolds, l'écoulement atteindra un état complètement développé au voisinage du bloc situé à l'entrée et que la conductivité thermique de la plaque et la résistance thermique de contact entre l'élément générateur de chaleur et cette plaque a un impact considérable sur les performances thermiques.

Young et al. [12] ont étudié le refroidissement par convection forcée d'un ensemble de sources de chaleur montées sur la paroi inférieure d'un canal. L'étude s'est portée sur les effets des variations de la hauteur, de la largeur de la source, le rapport des conductivités thermiques du solide sur celle du fluide et aussi l'influence du nombre de Reynolds. Les résultats de cette investigation montrent que la forme et le matériau de la source ont des effets considérables sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique.

D.A.Nield[13] a effectué une étude théorique sur l'écoulement d'un fluide en convection forcée dans un canal entre deux plaques parallèles, avec un flux de chaleur uniforme appliqué sur la surface extérieure de façon asymétrique. Le but de cette étude théorique est d'introduire et d'évaluer le nombre de Nusselt pour différents profils de vitesse pour les deux cas de figures des conditions aux limites thermiques : soit un flux de chaleur uniforme ou une température uniforme. Il est montré que la valeur de nombre de Nusselt est indépendante de l'asymétrie de seulement si le profil de vitesse est symétrique par rapport à la médiane du canal.

S.Olek [13] a étudié le problème de la convection forcée laminaire d'un fluide non newtonien, dans deux configurations géométriques (conduite circulaire et plaque parallèles). Dans cette étude, l'effet de la conduction dans le fluide a été pris en considération. Les résultats obtenus sont donnés sous forme des tableaux pour la distribution des températures dans le cas conduite circulaire et pour les deux cas avec ou sans conduction axiale, ainsi que le nombre de Nusselt pour les géométries (conduite circulaire et plaque parallèles).

I.5 .Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté des généralités sur le transfert de chaleur ou nous avons traité les transferts convectifs dans tous ces types. La deuxième partie est consacrée à une revue bibliographique où nous avons présenté les principaux travaux qui ont été menés sur le refroidissement des systèmes par convection naturelle, forcée et la convection mixte. Cela nous a permis de poser une assise adéquate pour mieux aborder la problématique que nous avons choisi d'étudier en l'occurrence la simulation numérique du transfert de chaleur dans une cavité carrée munies d'ouvertures.

CHAPITRE II

CHAPITRE II : Modélisation Mathématique

II.1. Introduction :

Dans ce chapitre nous allons présenter le modèle mathématique décrivant le transfert de chaleur par convection forcée dans une cavité carrée munie d'ouvertures. Les équations aux dérivées partielles sous leur forme dimensionnelles et adimensionnelle avec les conditions aux limites appropriées, pour chaque configuration géométrique retenue, seront présentées.

II.2. Configuration géométrique :

La configuration géométrique objet de cette étude est une cavité munie d'ouvertures. Il s'agit d'une enceinte de géométrie bidimensionnelle de coordonnées cartésiennes. Les dimensions de la cavité sont sa longueur L et sa largeur H avec ($L=H$). Le fluide pénètre dans l'enceinte à travers à une ouverture située au niveau de la partie inférieure de la paroi verticale gauche et ce avec une vitesse et une température uniformes (U_0) et (T_0), respectivement. Deux configurations sont considérées pour étude le long de ce travail, elles sont caractérisées par le positionnement de l'ouverture servant de sortie du fluide en mouvement (partie supérieure des parois verticales gauche et droite). L'emplacement de la partie chaude (paroi chaude source de chaleur) se fait sur les quatre parois délimitant la cavité et ce pour les deux configurations.

Le principal objectif attendu à travers le choix de cette configuration géométrique est d'examiner l'effet des différents aspects dynamique et géométrique sur l'intensification du refroidissement des sources de chaleur qui peuvent être représentées dans des applications pratiques par des composants électroniques. L'idée consiste, d'une part, à considérer différentes ouvertures de la cavité, et d'autre part, à changer le positionnement de la source de chaleur sur les différentes parois de la cavité afin d'examiner une éventuelle amélioration des transferts thermiques en évaluant les nombres de Nusselt local et moyens en fonction, notamment, du nombre de Reynolds qui traduit les effets dynamiques.

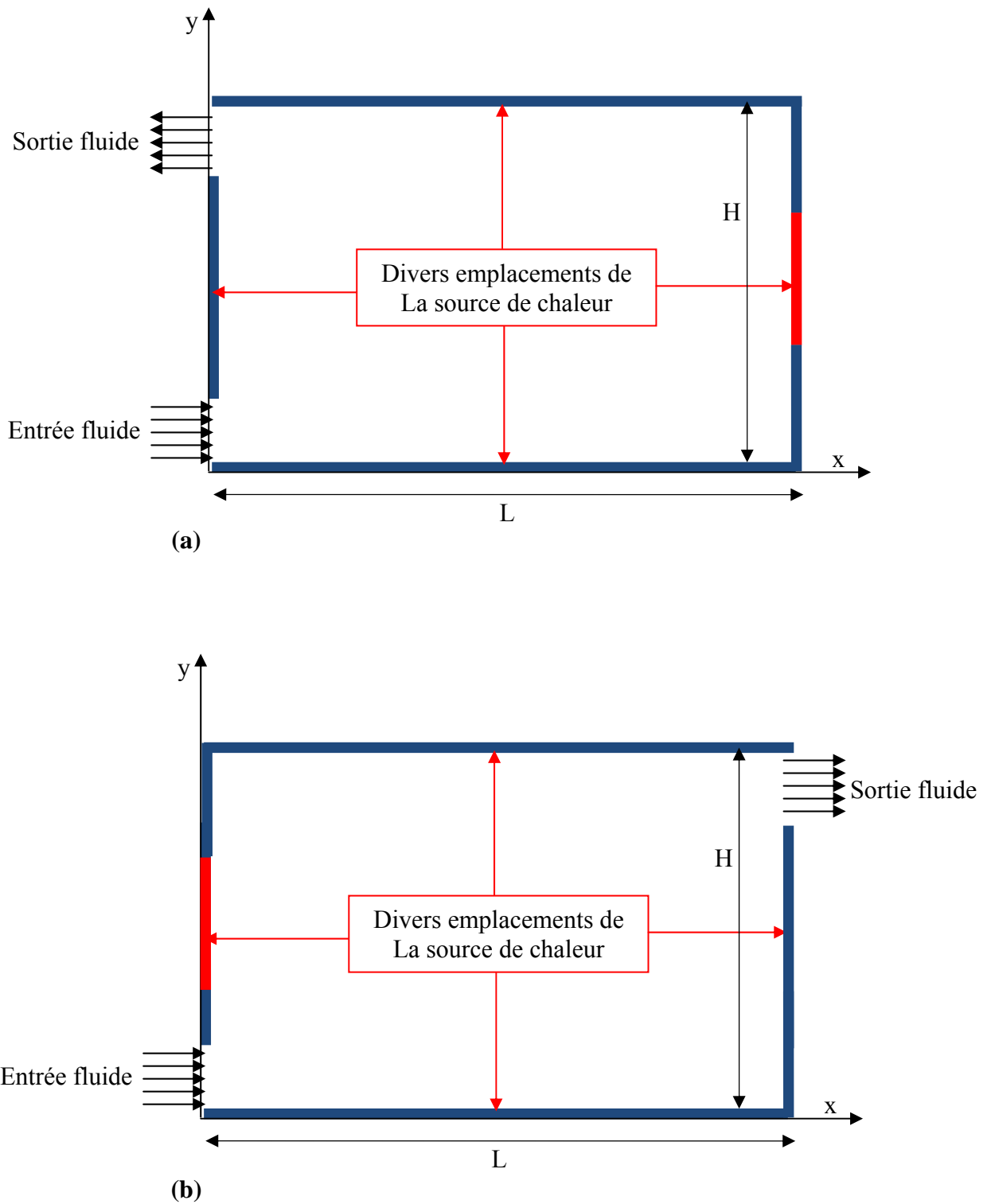


Figure II.1 : Représentations schématiques du domaine physique : (a) 1^{ère} Configuration, (b) 2^{ème} Configuration

II.3. Hypothèses simplificatrices :

Pour poser le modèle mathématique décrivant le phénomène physique, certaines hypothèses s'imposent du fait du caractère couplé et fortement non linéaires de ces équations. On admet ainsi que :

- Le fluide est Newtonien et incompressible.
- Le régime d'écoulement laminaire et permanent.
- L'écoulement est bidimensionnel en coordonnées cartésiennes.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- La chaleur générée par dissipation visqueuse est négligeable.
- L'effet de la gravité est négligeable.
- les propriétés thermo-physiques (C_p , μ , λ , ρ) du fluide et du solide sont constantes.
- Il y a absence de source interne de chaleur, de source de masse ou de réaction chimique.

II.4 Equation gouvernantes :

En tenant compte des hypothèses simplificatrices, Les équations suivantes décrivent le phénomène de la convection forcée à l'intérieur de la cavité. Le système d'équations aux dérivées partielles est composé de l'équation de continuité, des équations de la quantité de mouvement et de l'équation d'énergie. Elles s'expriment en coordonnées cartésiennes, comme suit :

II.4.1. Equation de continuité :

En appliquant le principe de conservation de masse. L'expression de l'équation de continuité en coordonnée cartésienne est la suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.1})$$

Ou : u et v représentent les composantes longitudinale et transversale de la vitesse.

II.4.2. Equations de la quantité de mouvement :

L'expression mathématique des équations de conservation de la quantité de mouvement en coordonnées cartésiennes s'écrit sous la forme :

- **L'équation de mouvement suivant la direction x :**

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

- **L'équation de mouvement suivant la direction y:**

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II.3})$$

II.4.3. Equation de l'énergie :

En n'appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide newtonien incompressible. L'équation de l'énergie s'écrit sous la forme :

$$\rho c \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \kappa \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II.4})$$

II.5. Conditions aux limites :

La résolution du système d'équations aux dérivées partielles qui sont non linéaires nécessite l'implémentation des conditions aux limites. Ces conditions concernent la valeur de la grandeur ou son flux (Vitesse et température imposées, flux de chaleur...etc.). L'expression mathématique des conditions aux limites s'écrit comme suit :

- A l'entrée de la cavité, les distributions de vitesses et de températures sont uniformes :

$$u = U_0 \quad (\text{II.5})$$

$$v = 0 \quad (\text{II.6})$$

$$T = T_0 \quad (\text{II.7})$$

- A la sortie de la cavité, la condition d'établissement dynamique et thermique est admise, elle s'exprime mathématiquement, sur toute la hauteur de la section de sortie de la cavité, comme suit :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0 \quad (\text{II.8})$$

Dans le cas de la 1^{ère} configuration et :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=L} = 0 \quad (\text{II.9})$$

Dans le cas de la 2^{ème} configuration

- Au niveau des parois de la cavité : sur le plan dynamique, la condition aux limites correspond à la condition de non glissement et d'imperméabilité. L'expression mathématique de cette condition est la suivante :

$$u = v = 0 \quad (\text{II.10})$$

Sur le plan thermique, il y a lieu de distinguer les parois adiabatique et la partie chaude qui est considérée comme source de chaleur. Dans le cas de la partie chaude et comme son emplacement est multiple, on peut à cet effet exprimer la condition d'une paroi chaude isotherme comme suit :

$$T = T_c \quad (\text{II.11})$$

Où : T_c représente la température chaude.

Au niveau des parois adiabatique restantes, la condition d'adiabacité est exprimée mathématiquement par la condition d'un flux de chaleur nul:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0 \text{ et } x=L} = 0 \quad (\text{II.12})$$

Pour les parois verticales gauche et droite, respectivement.

Et :

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0 \text{ et } y=H} = 0 \quad (\text{II.13})$$

Pour les parois horizontales inférieures et supérieures, respectivement.

II.6. Mise sous forme adimensionnel des équations gouvernantes :

La formulation adimensionnelle des équations gouvernantes permet de faire apparaître des groupements adimensionnels qui sont, dans la plupart des cas, des nombres adimensionnels connus (Nombre de Reynolds, Nusselt, Prandtl...etc.). Ces nombres permettent de mieux examiner l'effet des grandeurs thermo physiques qu'ils représentent. Un autre avantage de cette formulation est que le problème étudié est indépendant du système de mesure, et de ce fait, les résultats obtenus pourront être généralisés. Cette mise sous adimensionnelle des équations aux dérivées partielles nécessite un choix particulier des grandeurs en procédant à un changement de variables judicieux. L'expression mathématique de ces changements de variables s'écrit comme suit :

$$X = \frac{x}{H}; \quad Y = \frac{y}{H}; \quad \theta = \frac{T-T_0}{T_c-T_0}; \quad U = \frac{u}{U_0}; \quad V = \frac{v}{U_0}; \quad P = \frac{p}{\rho U_0^2}; \quad l = \frac{L}{H} \quad (\text{II.14})$$

En portant les changements de variables ci-dessus dans les équations gouvernantes précédentes, on obtient :

II.6.1. Equation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.15})$$

II.6.2. Equations de la quantité de mouvement :

L'équation de mouvement suivant la direction des x, sous sa forme adimensionnelle est donnée par :

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

L'équation de mouvement suivant la direction des y, sous sa forme adimensionnelle est donnée par :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.17})$$

II.6.3. Equation de l'énergie :

L'équation d'énergie sous sa forme adimensionnelle, est donnée par :

$$\left[U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right] = \frac{1}{PrRe} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.18})$$

On constate à travers la forme adimensionnelle des équations gouvernantes, l'apparition des nombres adimensionnels caractéristiques tels que :

$Re = \frac{U_0 H}{\nu}$: représente le nombre de **Reynolds**

$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$: représente le nombre de **Prandtl**

II.7. Conditions aux limites adimensionnelles:

En adaptant le changement de variables de l'équation (II.14), les équations qui représentent les conditions aux limites peuvent se mettre sous une forme adimensionnelle comme suit :

- Entrée de la cavité :

$$U = 1 \quad (\text{II.19})$$

$$V = \theta = 0 \quad (\text{II.20})$$

- Sortie de la cavité : Comme mentionné précédemment, l'écoulement à la sortie de la cavité est considéré comme étant établi, ce qui se traduit mathématiquement par :

$$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial X} = \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{X=0} = 0 \quad (\text{II.21})$$

Dans le cas de la 1^{ère} configuration et :

$$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial X} = \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{X=L} = 0 \quad (\text{II.22})$$

Dans le cas de la 2^{ème} configuration

- Au niveau de la partie chaude de la paroi (source de chaleur) :

$$\theta = 1 \quad (\text{II.23})$$

- Au niveau des parois adiabatiques de la cavité :

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{X=0 \text{ et } X=L} = 0 \quad (\text{II.24})$$

Pour les parois verticales gauche et droite, respectivement.

Et :

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=0 \text{ et } Y=1} = 0 \quad (\text{II.25})$$

Pour les parois horizontales inférieures et supérieures, respectivement.

Du point de vue dynamique, la condition de non glissement est appliquée sur l'ensemble des parois (isotherme ou adiabatique), elle s'écrit comme suit :

$$U = V = 0 \quad (\text{II.26})$$

II.8. Calcul des nombres de Nusselt :

Afin d'évaluer les transferts de chaleur entre le fluide en mouvement et la partie chaude (source de chaleur) de la paroi délimitant la cavité, nous allons définir les expressions des nombres de Nusselt locaux et moyens. A niveau de l'interface, la chaleur s'écoule seulement par conduction de la paroi chaude vers le fluide, la densité du flux de chaleur (q) peut être calculée à partir de l'équation suivante (loi de Fourier):

$$q = -\kappa \frac{\partial T}{\partial \eta} \quad (\text{II.27})$$

Avec η désignant la normale à l'élément de surface considéré sur une paroi donnée.

Le signe (-) signifie que le gradient de température est négatif, le transfert de chaleur se fait dans le sens positif, c'est-à-dire dans le sens de la diminution de la température. La quantité de chaleur transmise par convection entre la paroi de la source de chaleur et le fluide adjacent peut être exprimée au moyen de l'équation suivante :

$$q = h(T_C - T_0) \quad (\text{II.28})$$

En égalant terme à terme les équations (II.27) et (II.28), on obtient l'expression du coefficient du transfert de chaleur par :

$$h = \frac{-\kappa \frac{\partial T}{\partial \eta}}{(T_C - T_0)} \quad (\text{II.29})$$

Le nombre de Nusselt local au niveau l'interface est obtenue en combinant le coefficient d'échange de chaleur convectif h , la longueur caractéristique H et la conductivité thermique du fluide κ , sous la forme suivante :

$$Nu_c = \frac{hH}{\kappa} = - \frac{\kappa \frac{\partial T}{\partial \eta}}{(T_C - T_0)} \quad (\text{II.30})$$

En portant les variables adimensionnelles définies par l'équation (II.14) dans l'équation (II.30), on obtient dans le cas particulier où la partie chaude est placée au niveau de la paroi verticale droite :

$$Nu_c = \frac{(T_C - T_0) \frac{H \partial \theta}{H \partial X} |_{X=L}}{(T_C - T_0)} \quad (\text{II.31})$$

Après arrangement, on obtient l'expression de nombre de Nusselt local sous sa forme adimensionnelle, le long de la plaque vertical droite de la source de chaleur:

$$Nu_c = \frac{\partial \theta}{\partial Y} |_{X=0} \quad (\text{II.32})$$

Le nombre de Nusselt moyen le long de cette facette est obtenu par intégration des valeurs du nombre de Nusselt local, il est donné par :

$$\overline{Nu_c} = \frac{1}{h} \int_{y_1}^{y_2} Nu_c dy \quad (\text{II.33})$$

Avec :

d : Représente la hauteur de la partie chaude de la paroi.

y_1 : L'ordonnée représentant la limite inférieure de la partie chaude de la paroi.

y_2 : L'ordonnée représentant la limite supérieure de la partie chaude de la paroi.

Il y a lieu de noter que ces expressions des nombre de Nusselt local et moyen représentent un seul cas de figure où la partie chaude (source de chaleur) est placée au niveau de la paroi verticale droite. Les autres expressions des nombres de Nusselt (emplacements restants) sont obtenues en suivant le même raisonnement.

II.9. Evaluation de la fonction de courant :

L'écoulement du fluide (lignes de courant) peut être visualisé, en utilisant être autres, la fonction de courant ψ obtenue à partir des composantes de la vitesse transversale et longitudinale. Elle est donnée pour un écoulement bidimensionnel comme suit:

$$\psi = \int U dY = - \int V dX \quad (\text{II.34})$$

D'où on obtient l'expression de U et V en fonction de la fonction de courant Ψ :

$$U = \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \quad \text{Et} \quad V = - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \quad (\text{II.35})$$

II.10. CONCLUSION :

Le modèle mathématique utilisé pour la description du phénomène de la convection forcée à l'intérieur d'une cavité munie d'ouvertures, avec les conditions aux limites appropriées, ont été présentés le long de ce chapitre. Une mise sous forme adimensionnel des équations a été présentée afin de faire apparaître les expressions des groupes adimensionnels qui seront par la suite des paramètres de contrôle de la présente étude. Des expressions de nombre de Nusselt locaux et moyens ont été définies.

CHAPITRE III

Chapitre III :

Modélisation numérique

III.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons présenter le logiciel Fluent utilisé pour la discrétisation des équations aux dérivées partielles décrivant le phénomène physique, présenté dans le chapitre précédent, moyennant la méthode des volumes finis, et aussi pour la résolution du système d'équations algébriques résultant.

III.2 Généralités sur le CFD :

La simulation numérique des écoulements (Computational Fluid Dynamics) est l'un des outils les plus communément utilisés dans l'ingénierie ces dernières années. Il s'agit d'un ensemble de méthodes numériques servant à traiter un problème physique dont la complexité et le coût ne permettent pas souvent de procéder autrement. Les équations qui interviennent sont celles de la mécanique des fluides, résolues par des méthodes numériques moyennant un procédé de discrétisation adéquat permettant ainsi de ramener un problème aux dérivées partielles, fortement couplé et non linéaire, à un problème de résolution d'un système d'équations algébriques.

III.3 Description des logiciels Fluent et Gambit :

Gambit et Fluent sont des logiciels commerciaux permettant de réaliser des simulations 2D ou 3D en mécanique des fluides allant de la construction du maillage avec Gambit à la résolution des équations et au post-traitement avec Fluent. Ces logiciels sont largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, etc.) en raison de leur interface graphique puissante et de l'abondance de leurs options ; ils permettent, entre autres, de réaliser des simulations sur des géométries simples et complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasique, turbulent, etc.).

III.3.1. Gambit :

Le logiciel Gambit est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage. Il est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler suivant le type du maillage choisi par l'utilisateur. La définition des conditions aux limites appropriées, caractéristiques de l'étude en question, est réalisée sous le logiciel Gambit en définissant la surface concernée et la condition aux limites lui correspondant. Il permet aussi de créer plusieurs types de maillage suivant la géométrie et de spécifier le type du matériau (fluide ou solide). Il possède en outre de nombreuses possibilités d'extraction qui permettent l'utilisation de ses maillages par des logiciels industriels comme par exemple Fluent.

➤ Vue Globale sous gambit :

Après exécution du logiciel, l'interface d'utilisation apparaît comme suit :

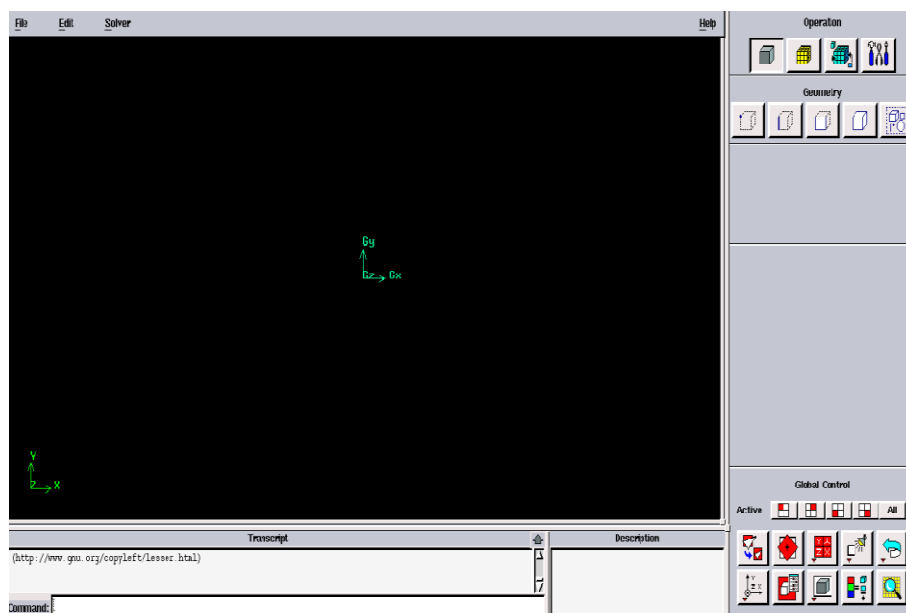


Figure III.1 : Fenêtre d'accueil

➤ Commandes sous Gambit:

Les différentes commandes disponibles sur le logiciel Gambit permettant l'exécution et la réalisation des diverses étapes du processus de création d'une géométrie, son maillage et la définition des conditions aux limites sont détaillées dans ce qui suit :

a) Icones du menu principal:

Les différents onglets qui sont affichés en ouvrant la fenêtre principale du logiciel Gambit sont illustrés sur la figure III.2. Il s'agit d'un aperçu global de toutes les commandes disponibles au sein de ce logiciel.

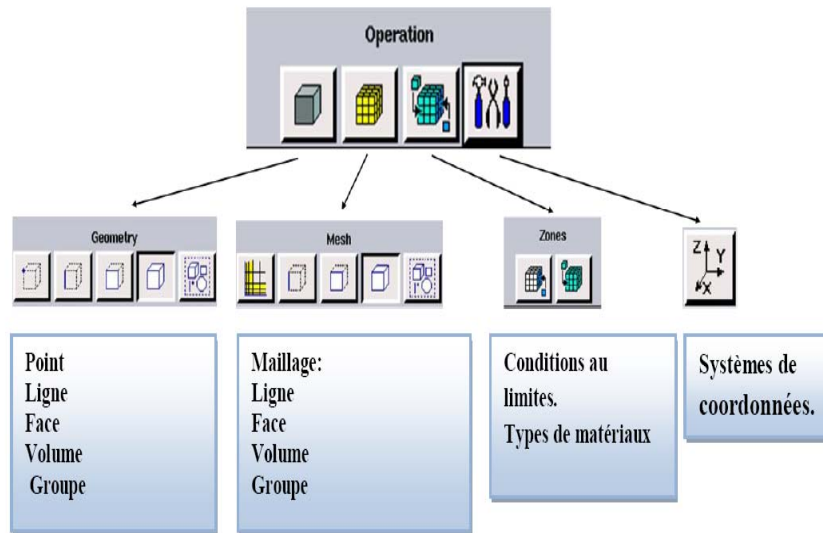


Figure III.2 : Onglets du menu principal

b) Menu d'instruction Global Control :

La figure III.3 montre la forme avec laquelle apparaît la fenêtre du contrôle global.

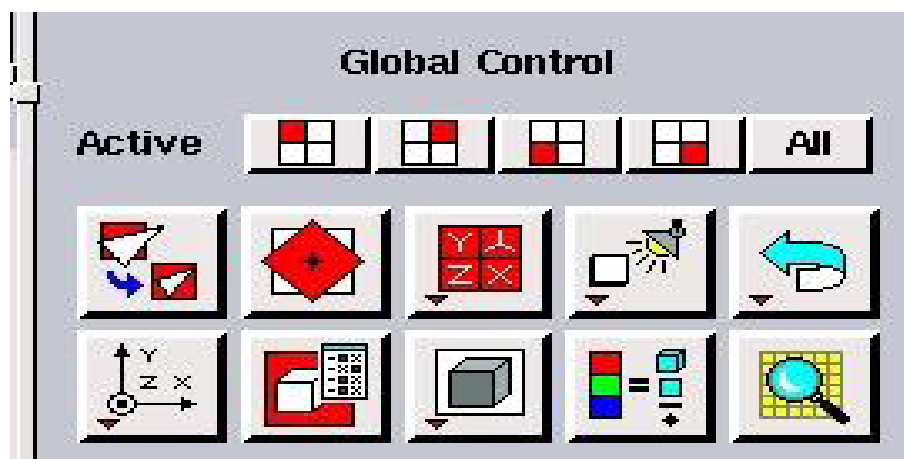


Figure III.3 : Icones représentant les étapes pour construire une géométrie sous Gambit

c) Construction de la géométrie

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D. Une géométrie est créée à partir de points, de cotés, de surfaces, de volumes ou d'un groupe de tous ces éléments. On peut effectuer des opérations d'union, d'intersection, de séparation, d'effacement et de décomposition.

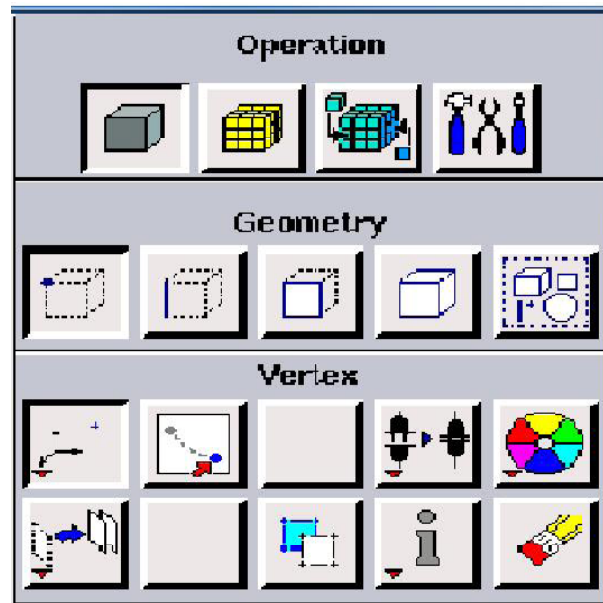


Figure III.4 : Menu Création des éléments de la géométrie

d) Maillage sous Gambit :

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulières. Cependant il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable tels qu'avoir une bonne qualité des éléments ; Assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient et assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin. La figure III.5 illustre les différentes commandes du menu maillage qui permettent de réaliser des maillages simples et complexes, structurés et non structurés.

e) Conditions aux limites et définition du domaine :

La résolution numérique des équations aux dérivées partielles nécessite l'implémentation des conditions aux limites physique du domaine étudiée, ce menu permet de les définir. Gambit définit la nature de ces conditions, mais les valeurs qui caractérise ces

dernières (ex: débit massique, pression, température et vitesse...etc.) seront définies sous Fluent, comme le montre la figure III.6.

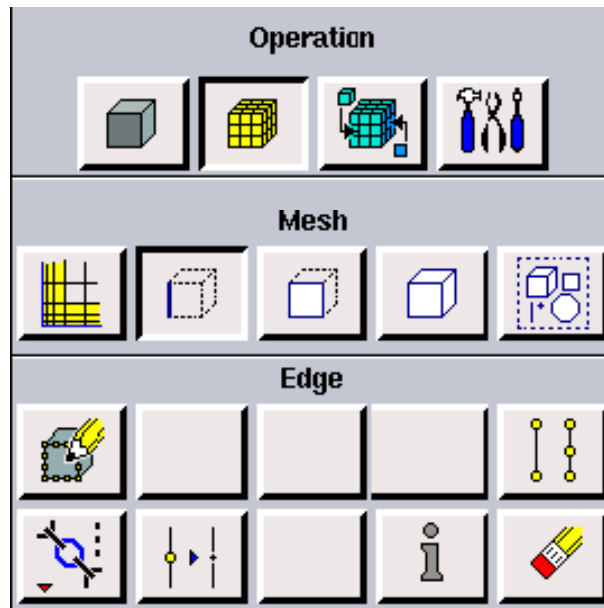


Figure III.5 : Génération du maillage

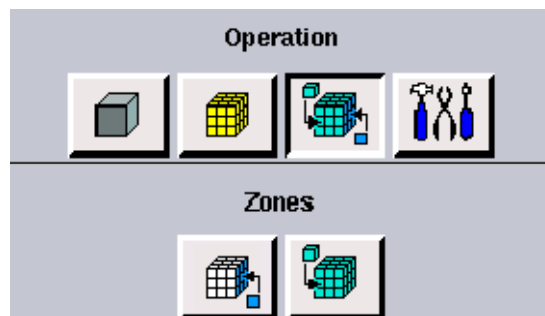


Figure III.6. Définition des conditions aux limites

f) Fenêtre de contrôle global :

C'est un moyen d'une grande utilité au regard de la possibilité qu'il offre de procéder à des vérifications du maillage avant son exportation ; ces commandes concernent l'orientation, l'affichage, la lumière et la vérification du maillage (figure III.7).

g) Exportation du maillage de Gambit :

Cette fenêtre offre la possibilité de procéder à une exportation du maillage généré une fois que la géométrie a été créée et les conditions aux limites définies. Le fichier d'exportation

doit avoir l'extension « .msh » afin que le logiciel Fluent soit capable de l'identifier et de l'utiliser. L'exécution de la commande se fait comme suit : **File—export—Mesh**(figure.III.8).

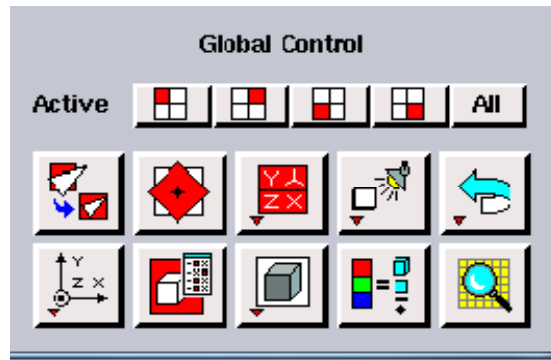


Figure III.7 : Fenêtre de control global

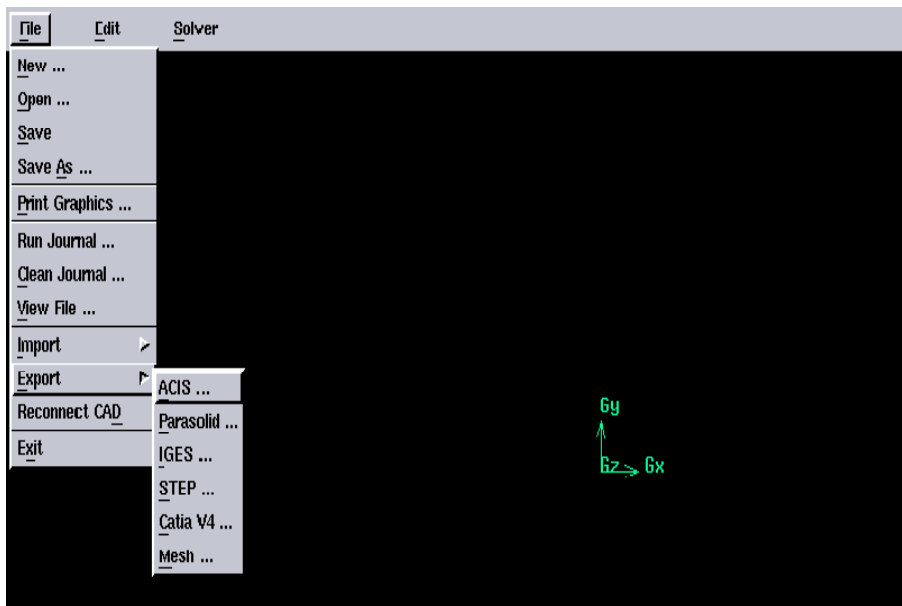


Figure III.8: Exportation du maillage

III.3.2. Fluent:

Fluent est un code **CFD** commercial largement répandu dans l'industrie. Il offre la possibilité de résoudre les écoulements de fluides (champs de vitesses, de température ...etc.). Il est basé sur la méthode des volumes finis pour la discrétisation des équations aux dérivées partielles afin de les transformer en systèmes d'équations algébriques qui sont résolus, par la suite, moyennant des méthodes itératives. C'est un logiciel qui peut traiter tout type de problème physique sous une multitude de conditions aux limites, initiales, de modèles

mathématiques et de propriétés thermo physiques. Il permet aux utilisateurs d'optimiser les performances de nouveaux concepts, en s'employant à offrir la solution numérique la plus adaptée la problématique étudiée. Le traitement d'un problème sous Fluent nécessite l'implémentation de plusieurs tâches dans un ordre bien établi, on résume dans ce qui suit les principales étapes à suivre :

a) Ouverture d'une session sous Fluent:

Fluent contient 4 configurations 2D, 3D, 2DDP, 3DDP ayant la même interface, avec :

2D (2 Dimensions).

2DDP (2 Dimensions Double Précision).

3D (3 Dimensions).

3DDP (3 Dimensions Double Précision).

Dans notre cas de figure, et comme mentionné précédemment, la géométrie du domaine d'étude étant bidimensionnelle, on utilise à cet effet la version 2DDP double précision qui semble la plus appropriée pour notre étude; comme l'illustre la figure III.9 :

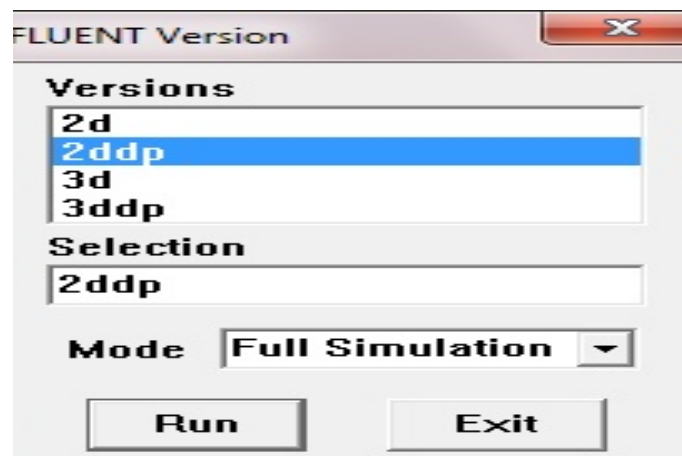


Figure III.9: Type de résolution

b) Importation de la géométrie (*.msh) :

Afin de lancer la simulation sous le logiciel Fluent, il faut, dans un premier temps, importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit. Pour cette raison, on utilise la commande **File** qui permet d'ouvrir, de fermer, de sauvegarder des sessions, d'importer et d'exporter des fichiers, les instructions à suivre sont données dans l'ordre suivant (figure III. 10): **File – Read – Case**.

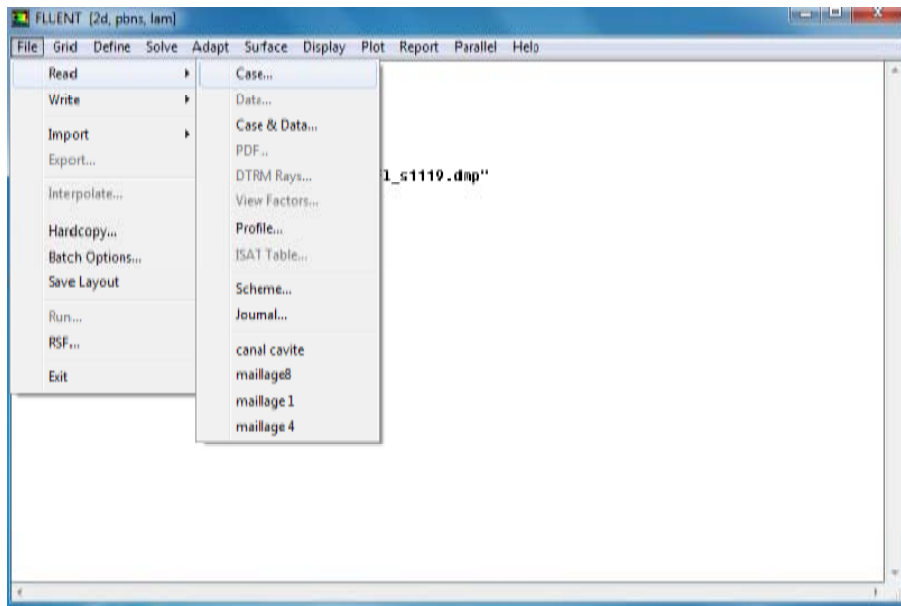
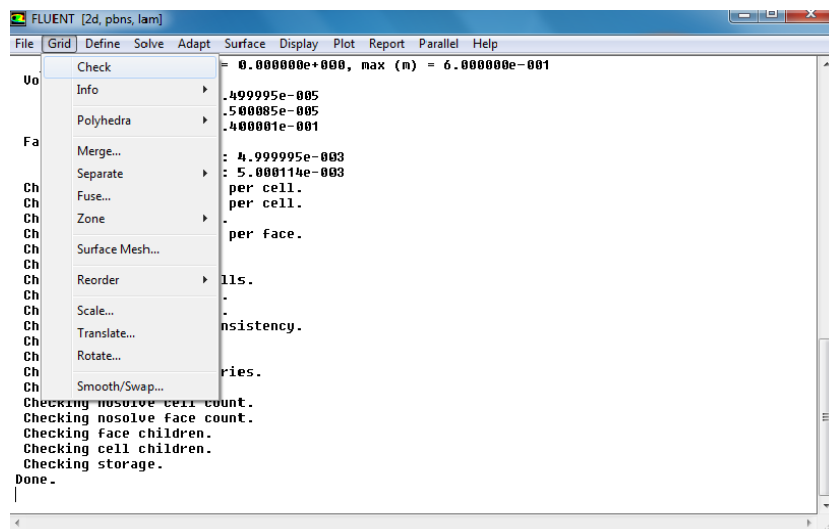


Figure III.10: Importation de la géométrie.

c) Vérification du maillage importé :

Une fois que le fichier est importé, on procède à une vérification du maillage généré sous Gambit et ce en choisissant le menu **GRID--check** afin de s'assurer que le maillage importé ne comporte pas d'anomalies comme des problèmes de jointure entre les différentes surfaces du maillage. Cette opération peut se faire aussi par la vérification de la forme de la grille en cliquant sur **DISPLAY** et ensuite sur grid. On peut de cette façon vérifier que la géométrie est bien complétée.



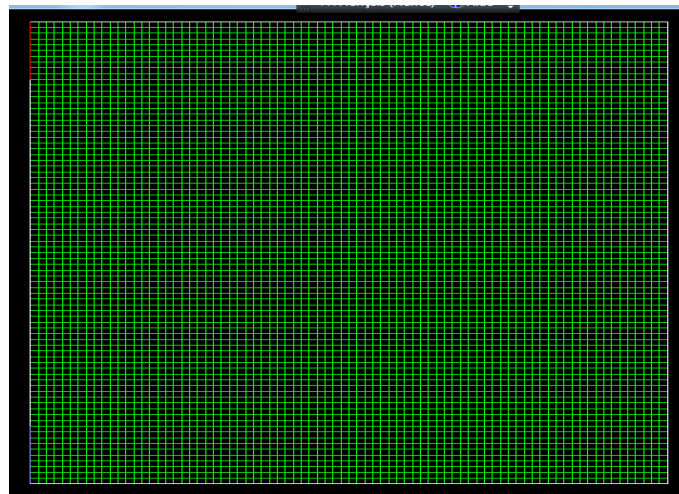
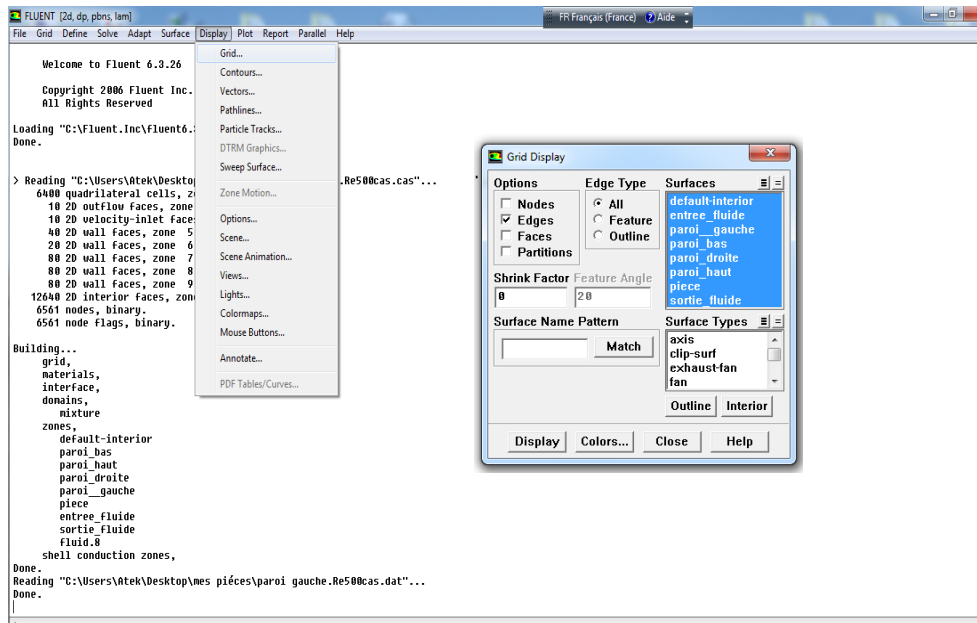


Figure III.11 : Vérification du maillage sous Fluent

d) Vérification de l'échelle :

Pour choisir l'échelle d'étude du maillage (unité avec laquelle le problème sera étudié), il faut utiliser l'option **scale**, comme suit **Grid – Scale**, comme l'illustre la figure III.12 :

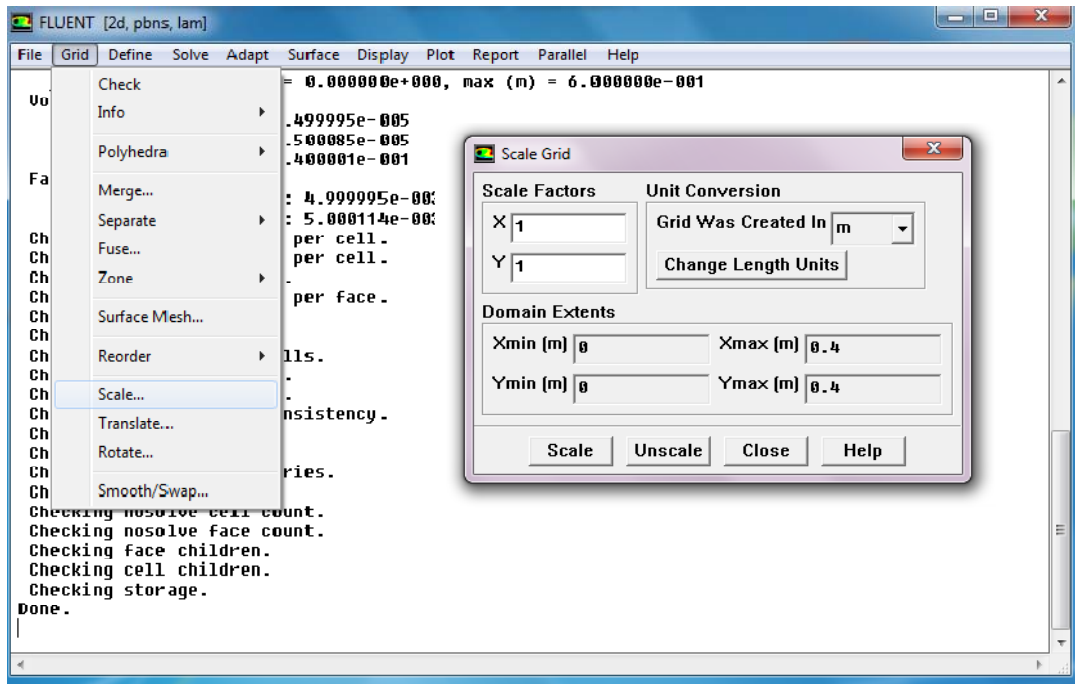


Figure III.12: Vérification des unités

e) Définition des paramètres de calcul :

Le second menu que l'on va utiliser est le menu **DEFINE** pour définir les phénomènes physique, les matériaux et les conditions aux Limites appropriées. La démarche à suivre est de choisir le menu **Models** et ce en partant des onglets d'en haut et en descendant jusqu'à ce que le menu en questions apparaisse (figure III.13):

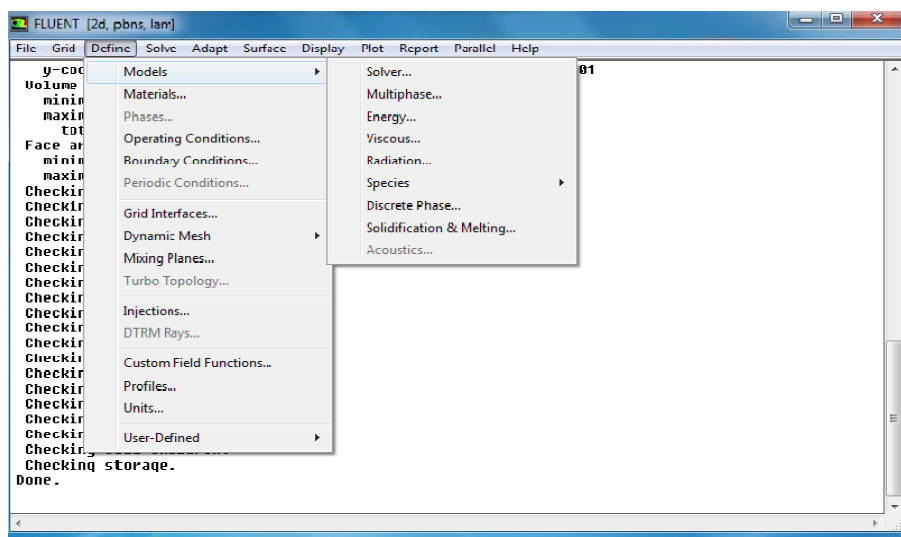


Figure III.13: Définitions de paramètres de calcul

f) Choix du solveur :

Le menu **Solver** nous donne la possibilité de choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisation, les facteurs de sous relaxation, les critères de convergence et l'initialisation du processus itératif (figure III.14).

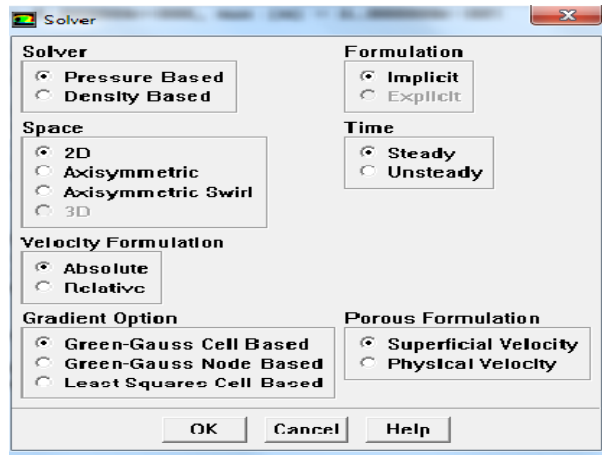


Figure III.14 : Choix du solveur sous Fluent

g) Equation de l'énergie :

Cette fonction permet de choisir si on doit ou pas prendre en considération l'équation de l'énergie dans la résolution du système (dès qu'un gradient de température intervient dans les phénomènes il faut utiliser cette équation pour d'une part observer une solution réaliste mais aussi souvent pour faciliter la convergence). Elle est définie comme suit : **Define – Models – Energie**

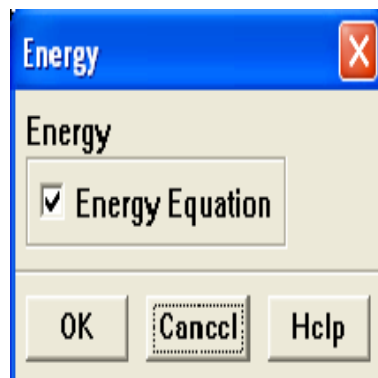


Figure III.15 : Equation de l'énergie.

h) Définition des caractéristiques du matériau :

La définition des propriétés thermo physiques du fluide de travail est une étape importante dans un processus de simulation numérique, cela est possible sur le logiciel Fluent en sélectionnant la commande **Define – Materials**, et ainsi définir les caractéristiques dynamiques et thermodynamique du fluide objet de l'étude, comme le montre le panel de la figure III. 16.

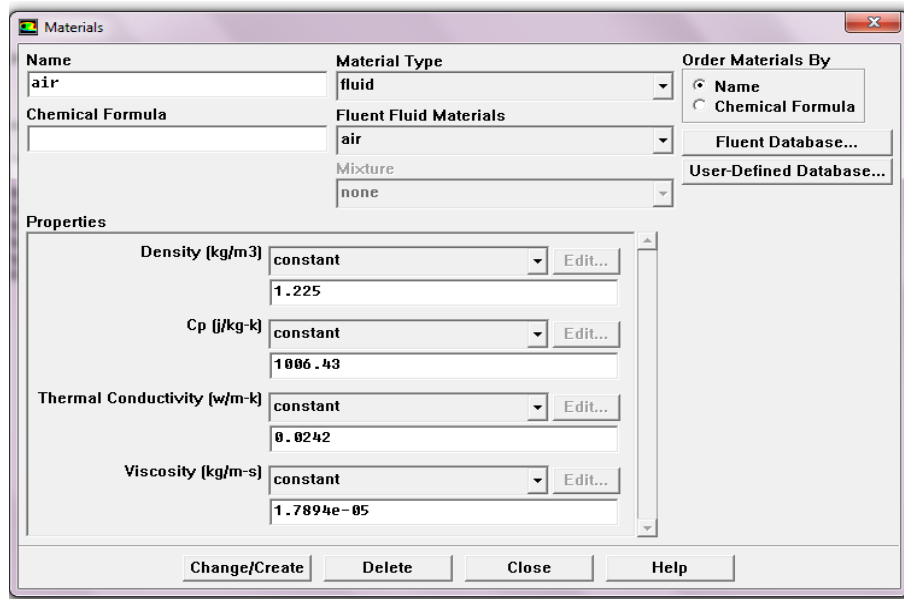


Figure III.16: Définition des caractéristiques du fluide

i) Définition des conditions aux limites :

Le sous-menu utile **Boundary Conditions** sert à implémenter les conditions aux limites correspondant au problème étudié. Les limites physiques sont déjà définies sous Gambit, on doit juste spécifier leur type (Direclet ou Newman) et la valeur numérique correspondant. Dans notre cas, les conditions aux limites sont dynamiques et thermiques. Concernant les conditions aux limites dynamiques, elles concernent la condition de non glissement au niveau de toutes les parois délimitant la zone d'étude, d'une condition de vitesse uniforme connue à l'entrée de la cavité (dans les deux cas de figures) et de la condition d'établissement au niveau de la section de sortie de la cavité. Concernant le champ thermique, les conditions aux limites sont principalement du type température imposée au niveau de la partie chaude (source de chaleur) qui est positionnée dans différents endroits de la cavité, d'une température imposée au niveau de la section d'entrée du fluide et de la condition d'adiabacité au niveau de toutes

les autres parois restantes. La figure III. 17 nous montre comment implémenter les conditions aux limites.

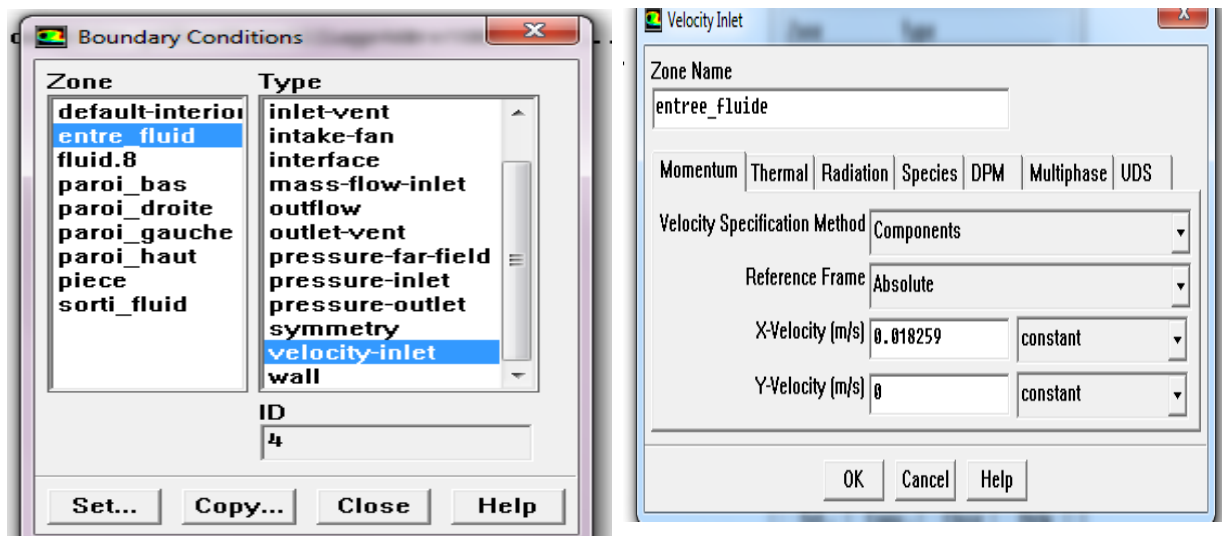


Figure III.17 : Implémentation des conditions aux limites

j) Initialisation du processus itératif:

Cette fenêtre permet de fixer les conditions initiales du système comme la vitesse initiale, la température, la pression, ces valeurs sont nécessaire pour amorcer le processus itératif et dans certaines situations d'accélérer la convergence. Cette commande s'exécute comme suit : **Solver -- Initialize – Initialize** (figure III.18)

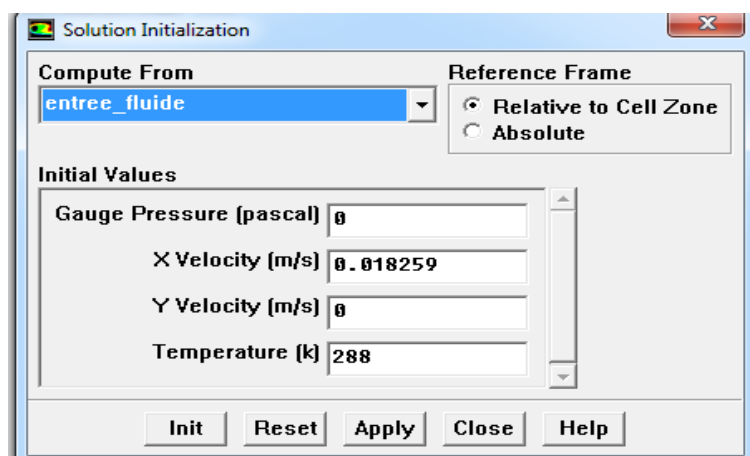


Figure III.18 : Initialisation du processus itératif

k) Choix de la solution :

Cette commande permet de définir les différents paramètres de résolution à savoir les facteurs de sous-relaxation, l'algorithme choisi pour la résolution du couplage vitesse – pression ainsi que le type du schéma adopté pour la discrétisation des termes convectifs au niveau des interfaces des volumes de contrôle. Ces critères sont, dans la majorité des cas, à l'origine de la convergence ou la divergence du système itératif et le degré de précision de la solution numérique obtenue, comparativement à la solution réelle (physique), en dépend fortement. Ces facteurs peuvent être modifiés au cours de la résolution. Comme l'illustre la figure III.19, l'exécution de la commande se fait comme suit :

Solver -----controls----- solution

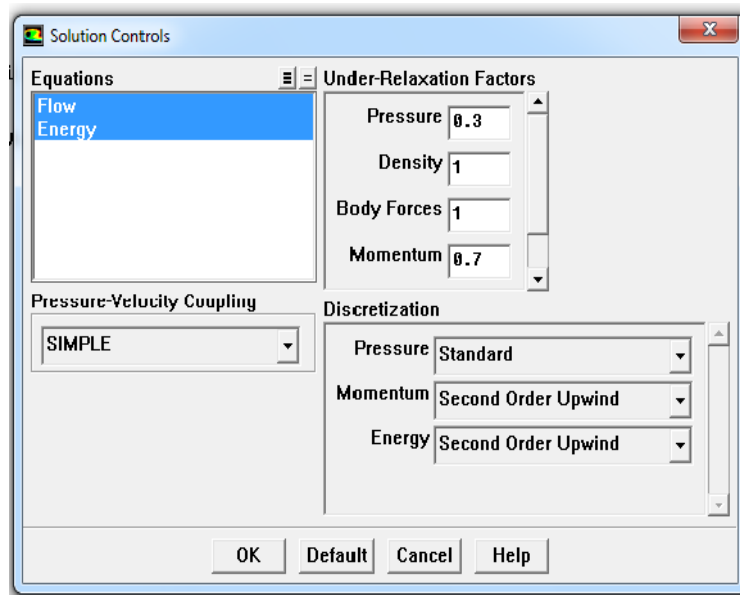


Figure III.19 : Choix de la solution

l) Choix des critères de convergence :

La valeur du critère de convergence peut avoir un impact sur la qualité de la solution numérique obtenue, il reflète la précision avec laquelle la solution sera admise. Le logiciel fluent permet d'afficher l'évolution des résidus de chaque équation résolue en fonction du nombre d'itération exécutées et ce sous forme d'un graphe permettant ainsi de suivre le sens de variation de la solution (convergence ou divergence). Cette commande peut s'implémenter en suivant le chemin suivant : **Solve -- Monitors -- Residual...**(figure III.20).

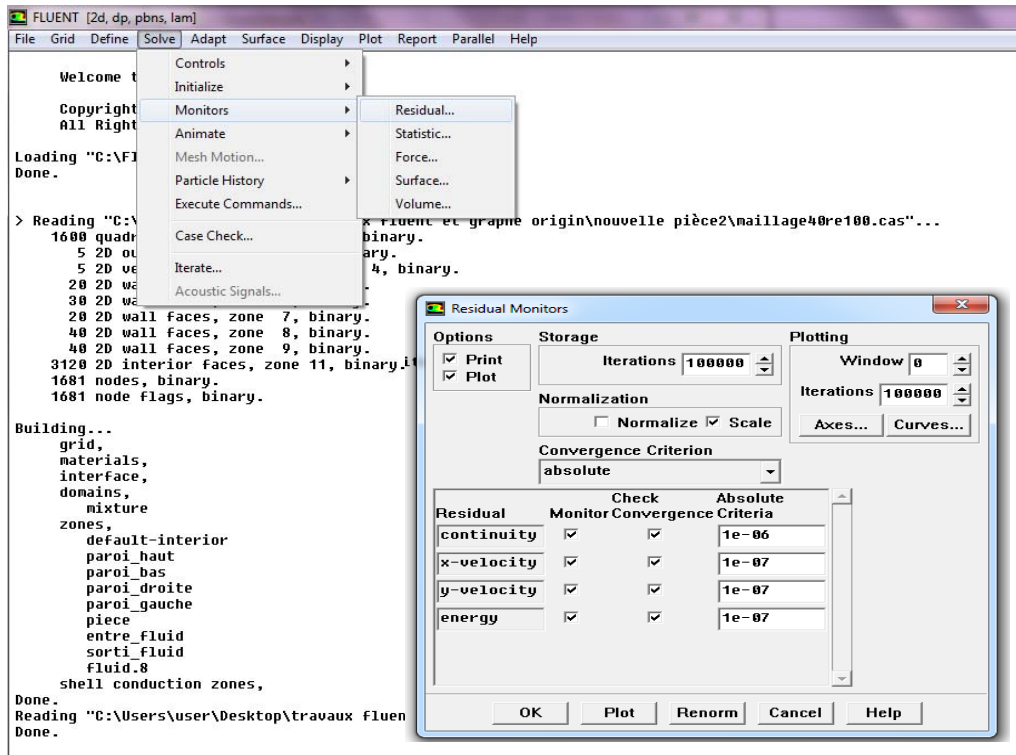


Figure III.20: Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence

m) Lancement des itérations:

Pour commencer les calculs, il faut d'abord choisir le nombre des itérations en lançant la commande suivante (figure III.21) : **Solve -----Iterate**

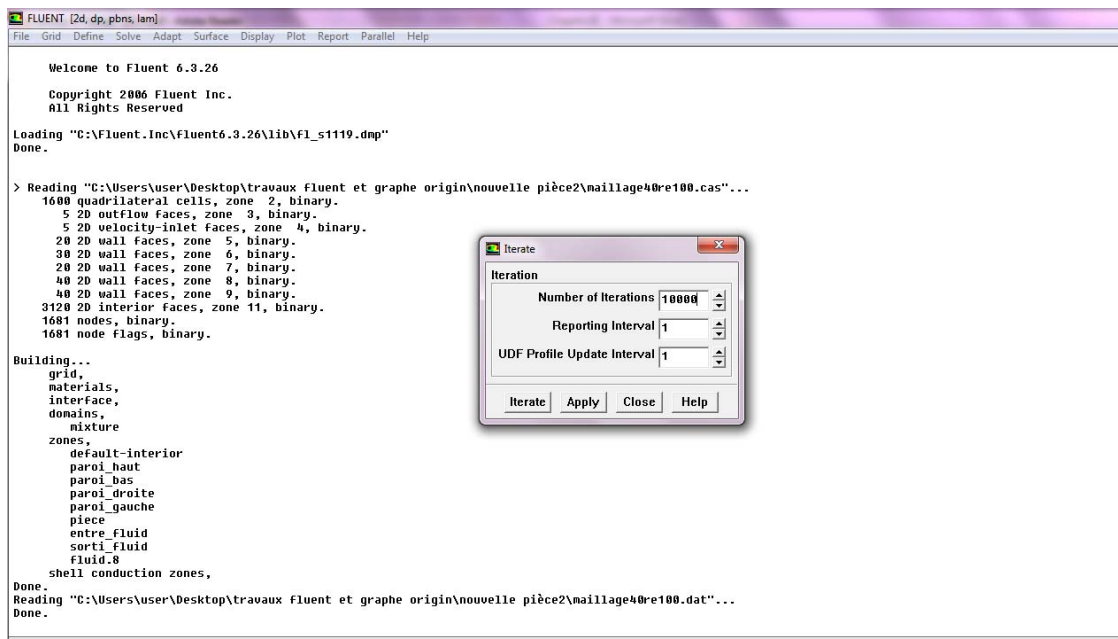


Figure III.21 : Choix du nombre des itérations

Une fois la convergence du processus itératif est atteinte, on pourra visualiser des résultats obtenus sous différentes formes (profils de vitesse, de température, ligne de courant, isothermes, vecteurs, nombre de Nusselt...etc.), et grâce à la multitude d'options qu'offre Fluent qui se résument comme suit :

- **Surface :**

Elle sert à visualiser des zones précises du maillage (ligne, plans...), cette option permet aussi de créer des lignes ou des plans dans la géométrie à partir des points.

- **Plot :**

L'option **Plot** nous donne la possibilité de tracer des graphes en 2D de toutes les variables sur les lignes créées.

- **Report :**

L'option Report permet d'avoir des valeurs moyennes ou intégrer sur des surfaces (Nombres de Nusselt, coefficients d'échange) elle effectue directement l'intégral ou les moyennes sur les surfaces ou ligne choisies (**Report** puis surface **Intégrales...**).

III.4. Etude de la convection dans une chambre de refroidissement muni d'ouvertures :

III.4.1. Description du problème :

Nous allons présenter uniquement le cas de la 1^{ère} configuration, qui est représentée par la figure (III.22); la géométrie étudié est une cavité Carré munie d'ouvertures a deux dimension. Le deuxième cas de la configuration sera traité exactement de la même manière.

III.4.2. Création de la géométrie et le maillage sur Gambit :

La configuration géométrique du problème étudié est réalisée sur Gambit et ce en créant des points qui sont par la suite reliés entre eux par des segments et qui définissent à leur tour des frontières ou des surfaces. Une fois les surfaces créées et le domaine défini, on passe par la suite au maillage de l'ensemble en choisissant l'une des innombrables options que présente Fluent.

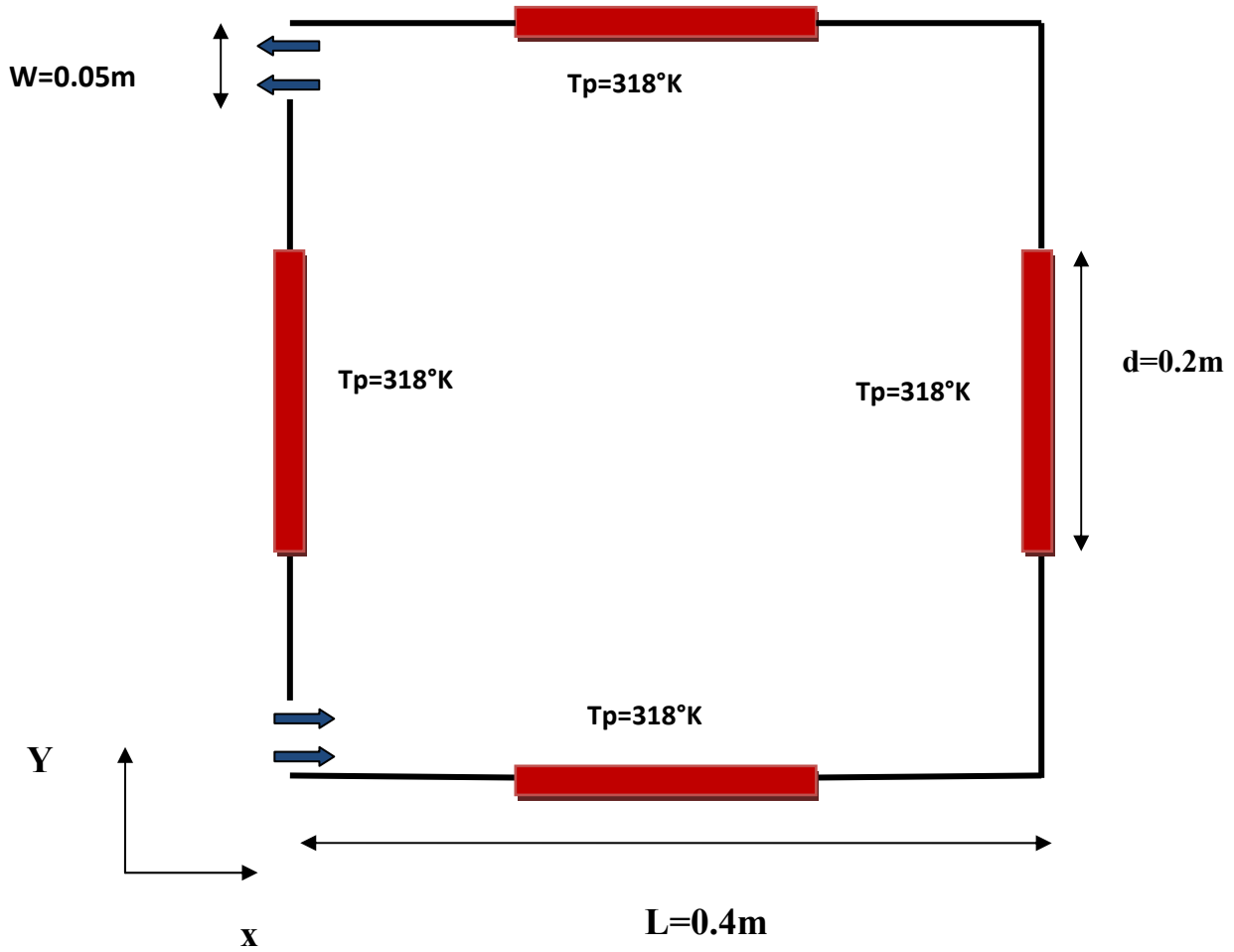


Figure III.22 : Représentation Schématique du problème étudié

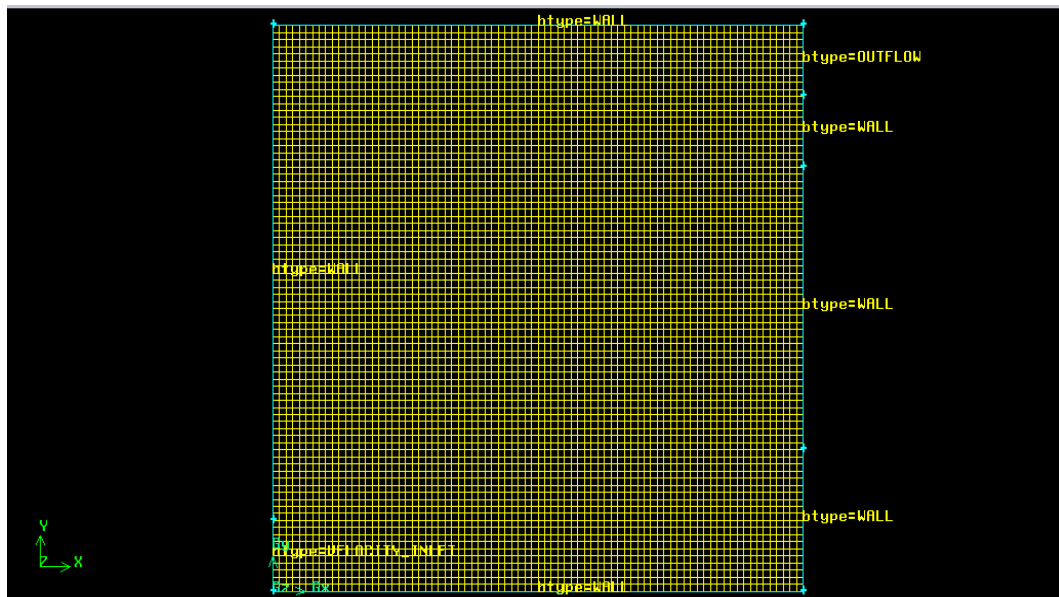


Figure III.23 : Géométrie et maillage sur gambit

III.4.3 Implémentation des conditions aux limites :

Après avoir défini la géométrie et le maillage, on spécifie les conditions aux limites qui seront appliquées aux différents parois de la géométrie étudiée ; Pour notre cas nous allons utiliser trois conditions qui se traduisent par :

Velocity inlet: Elle représente la vitesse à l'entrée de la cavité.

Wall : les conditions aux limites au niveau des parois sont caractérisées, d'une part, par la condition de non glissement pour le côté dynamique et la condition d'adiabacité (flux de chaleur nul) dans le cas des parois isolées thermiquement et, d'autre part, par la condition de température imposée (isotherme) dans le cas de la partie chaude (source de chaleur).

Outflow : Représente la condition de sortie de l'écoulement. Dans notre cas la condition adoptée au niveau de la sortie de l'établissement, elle se matérialise mathématiquement par une valeur nulle de tous les gradients qu'ils soient dynamique ou thermique. Une fois que la géométrie a été créée, les conditions aux limites ont été définies. Il ne reste plus qu'à enregistrer et exporter le maillage en point «msh ».

III.4.4 Les étapes de simulation sous Fluent :

Après le lancement de Fluent est le choix de la version 2DDP, les étapes à suivre sont résumées comme suit :

1. La lecture du fichier : **File** → **Read** → **Case** puis on sélectionne le fichier « msh » généré sous Gambit.
2. On définit l'unité de longueur qui est dans notre cas le mètre, **Grid** → **Scale**.
3. On spécifie le mode de l'écoulement en 2D et en régime permanent, **Define** → **Models** → **solver**.
4. On coche l'équation de l'énergie. **Define** → **Models** → **Energy**.
5. On définit le modèle du fluide étudié, **Define** → **Material**.
6. On définit les valeurs des conditions aux limites appropriées pour chaque limite du domaine. **Define** → **Boundary conditions**

7. On Initialise les différentes variables. **Solver**→**Initilize**. Puis on choisit le nombre d'itération et on lance les calculs **Solver Iteration**.

Enfin quand la convergence est atteinte on peut visualiser les différents résultats comme motionné déjà Précédemment.

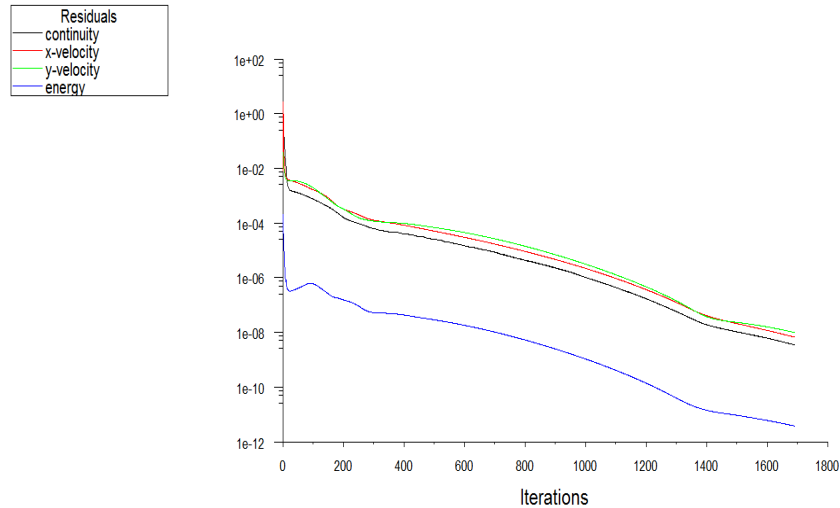


Figure III.24 : Evolution des résidus des équations de continuité, d'énergie et de la quantité de mouvement pour la pièce placée sur la paroi droite pour $Re=500$.

III.5.Conclusion :

Dans ce chapitre, nous nous sommes penchés sur la description des logiciels utilisés dans cette étude pour la résolution numérique des équations gouvernantes aux dérivées partielles. Les différentes étapes à suivre pour une telle entreprise ont été présentées dans un ordre bien établi en allant de la création de la géométrie, du maillage du domaine et la définition des conditions aux limites sous Gambit jusqu'à l'implémentation des facteurs de sous relaxation, la définition des critères de convergence, le lancement des itérations et enfin la visualisation des différents résultats obtenus.

CHAPITRE IV

CHAPITRE IV :

Résultats et Interprétations

IV.1. Introduction :

Ce chapitre est consacré à la présentation et l'interprétation des différents résultats obtenus concernant l'étude numérique de la convection forcée dans une cavité carrée munie d'ouvertures. Une étude de la sensibilité au maillage ainsi qu'une confrontation des résultats ont été effectuées. L'objectif principal, à travers cette étude, est d'examiner l'effet du nombre de Reynolds et du positionnement de la source de chaleur, pour les deux cas de figure, sur l'amélioration du transfert de chaleur. Les principaux résultats sont présentés en termes de lignes de courant, d'isothermes, de profil de vitesse, de profil des nombres de Nusselt local et moyen.

IV. 2. Etude de la Sensibilité au maillage :

Avant d'entamer la présentation et l'exploitation des résultats, nous avons pris l'initiative d'effectuer une étude de la sensibilité au maillage afin de s'assurer que l'ensemble des résultats découlant ne sont en aucun impacté par la taille et la nature de la grille considérée. Pour cette raison, nous avons exécuté le code pour différentes grilles qui sont données comme suit : (40*40), (60*60), (80*80), (100*100), (120*120) et ce pour trois valeurs du nombre de Reynolds : $Re = 50$, $Re = 100$ et $Re = 300$. Le maillage adopté tout au long de cette étude est un maillage uniforme et régulier dans les deux directions longitudinale et transversale. La comparaison des résultats est effectuée sur les profils du nombre de Nusselt local ainsi que sur les valeurs du nombre de Nusselt moyen. Un cas particulier a été retenu pour mener cette étude, il s'agit de la paroi droite de la 1^{ère} configuration (ouverture de sortie du fluide positionnée sur la paroi gauche de la cavité).

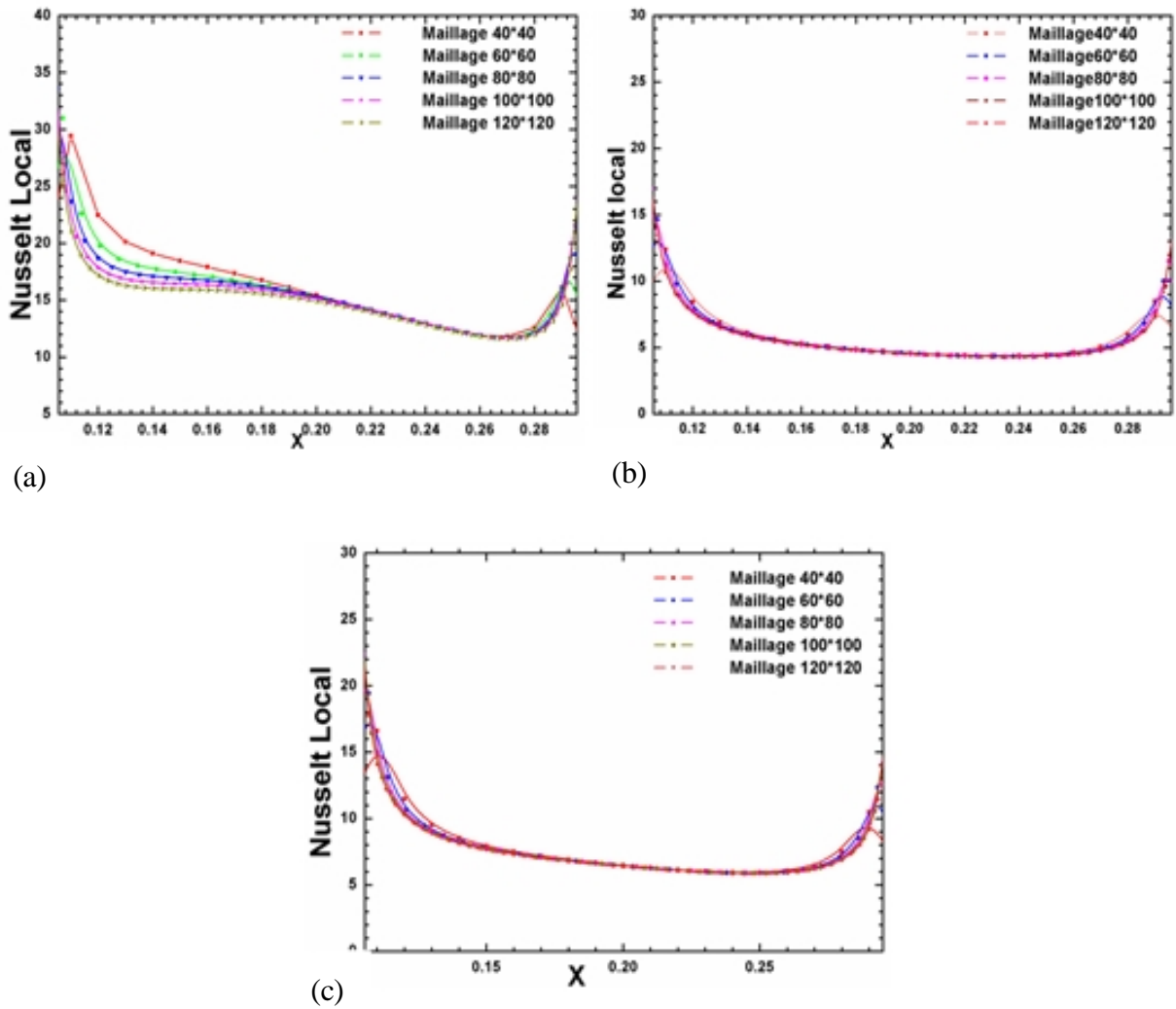


Figure IV.1 : Profil du nombre de Nusselt local de la paroi gauche pour différents maillages
 Pour : (a) $Re=50$, (b) $Re = 100$ et (c) $Re = 300$

On remarque à travers les profils du nombre de Nusselt local, représentés sur la figure IV.1, pour différentes grilles et différentes valeurs du nombre de Reynolds, que les profils sont quasiment superposés. Afin d'avoir une idée claire sur l'impact du choix du maillage sur les résultats, nous présentons donc les valeurs du nombre de Nusselt moyens pour différents maillages et différents Reynolds. On constate à travers les valeurs du tableau IV.1 que les écarts entre les valeurs de la grille (80*80) et la grille (120*120), qui est prise comme grille de référence (la plus raffinée), demeure négligeable et ce pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds retenues.

Maillage \ Re	40*40	60*60	80*80	100*100	120*120
100	8.30	8.30	8.34	8.35	8.33
300	16.99	16.51	16.33	16.10	15.82
50	6.16	6.17	6.18	6.17	6.18

Tableau IV.1. Effet du maillage sur les valeurs du nombre de Nusselt global

IV. 3 Validation du code numérique :

Afin de tester la validité des résultats numériques obtenus lors du présent travail et de s'assurer de la précision, nous avons essayé de reproduire qualitativement les résultats d'une publication effectuée par S.M. Saeidi, J.M. Khodadadi [14] qui ont mené une étude expérimentale de la convection forcée dans une cavité carrée avec différents positionnements des orifices d'entrée et de sortie. La comparaison s'est portée sur l'évolution des profils des lignes de courant dans une cavité carrée avec trois cas différents de l'emplacement des orifices d'entrée et de sortie et ce pour une valeur du nombre de Reynolds de l'ordre de $Re = 40$. On remarque à travers la figure IV.4 une bonne concordance entre les résultats obtenus par le présent code et ceux de la référence [14].

IV. 4. Discussion des résultats :

La présentation et la discussion des résultats concernent les deux cas de figures considérés dans cette étude : Le 1^{ère} cas concerne l'emplacement de la sortie du fluide au niveau de la paroi verticale gauche et le 2^{ème} cas de figure traite le cas où la section de sortie du fluide au niveau de la paroi verticale droite. Les résultats sont présentés en termes de lignes de courants, d'isothermes, de profils de vitesses longitudinale et transversale, de profils de nombres de Nusselt locale et moyen. L'étude est effectuée pour différentes valeurs du nombre de Reynolds et divers emplacements de la source de chaleur.

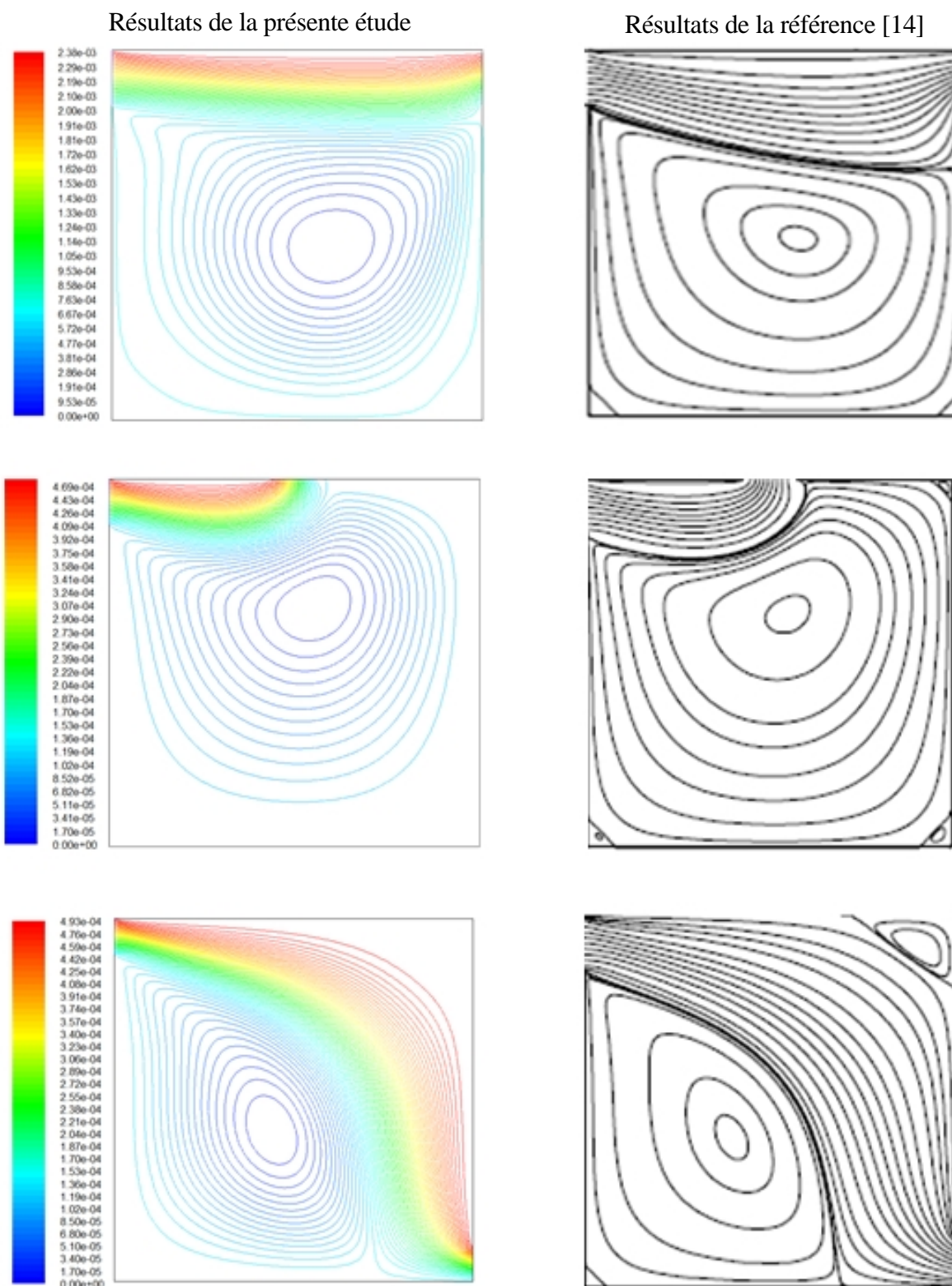
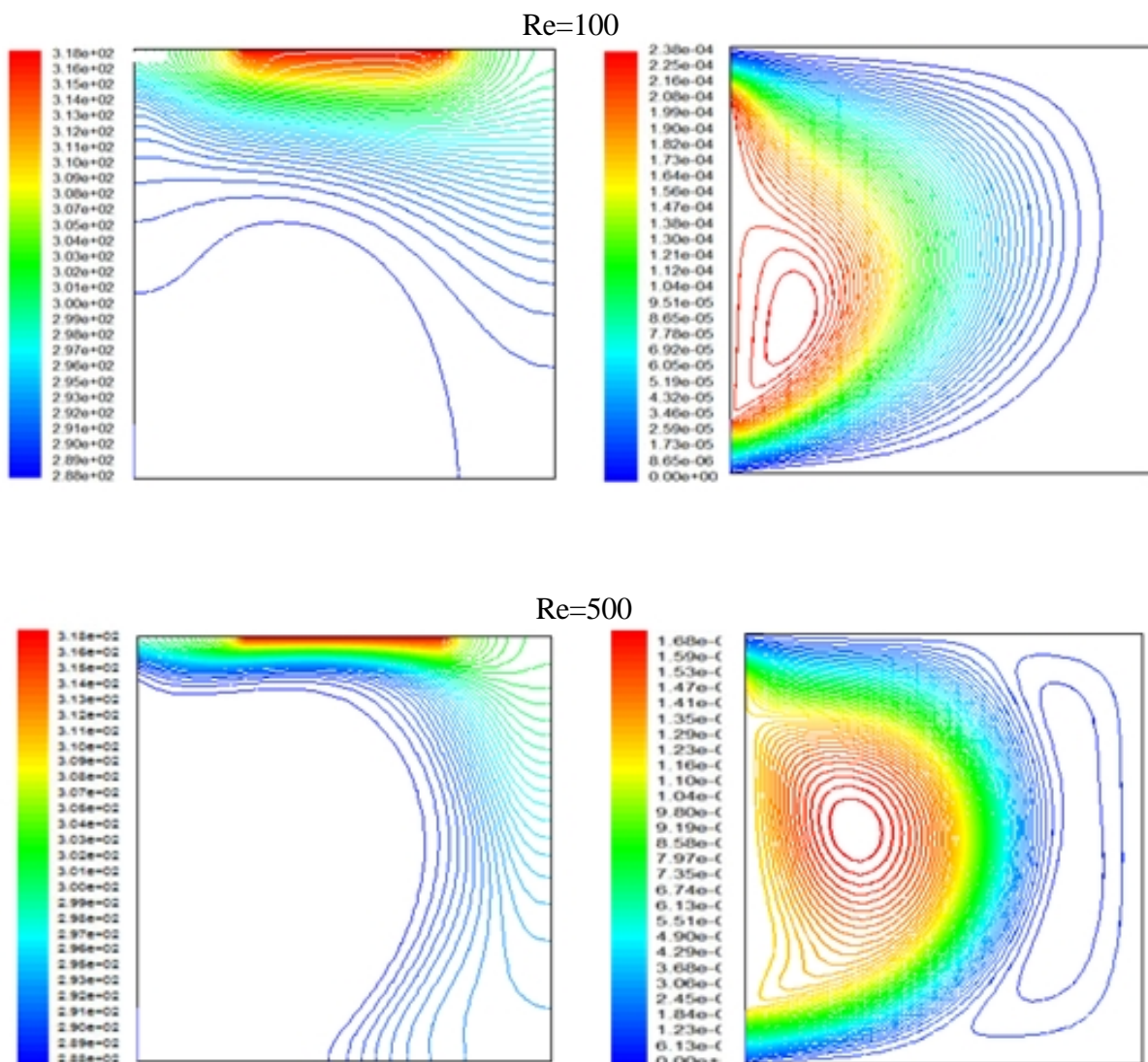


Figure IV. 2: Comparaison des résultats de la présente étude avec la référence [14] pour trois cas différents de l'emplacement des orifices d'entrée et de sortie pour $Re=40$

IV.4.1. Cas de la 1^{ère} Configuration : (1^{ère} partie) :

La configuration étudiée dans ce cas de figure est une cavité carrée munie d'ouvertures de sortie sur sa paroi verticale gauche. Les paramètres géométriques sont donnés comme suit : La longueur de la cavité ($H=L=0.4$ m), la longueur de la pièce à refroidir $d = 0.2$ m, La hauteur de l'ouverture $s = w = 0.05$ m. Les parois restantes de la cavité sont maintenues adiabatiques. Quatre configurations sont étudiées et ce selon l'emplacement de la source de chaleur sur les parois de la cavité (Paroi horizontale supérieure, paroi horizontale inférieure, paroi verticale gauche et droite).

IV.4.1.a. Effet du nombre de Reynolds sur les lignes de courant et sur les Isothermes :



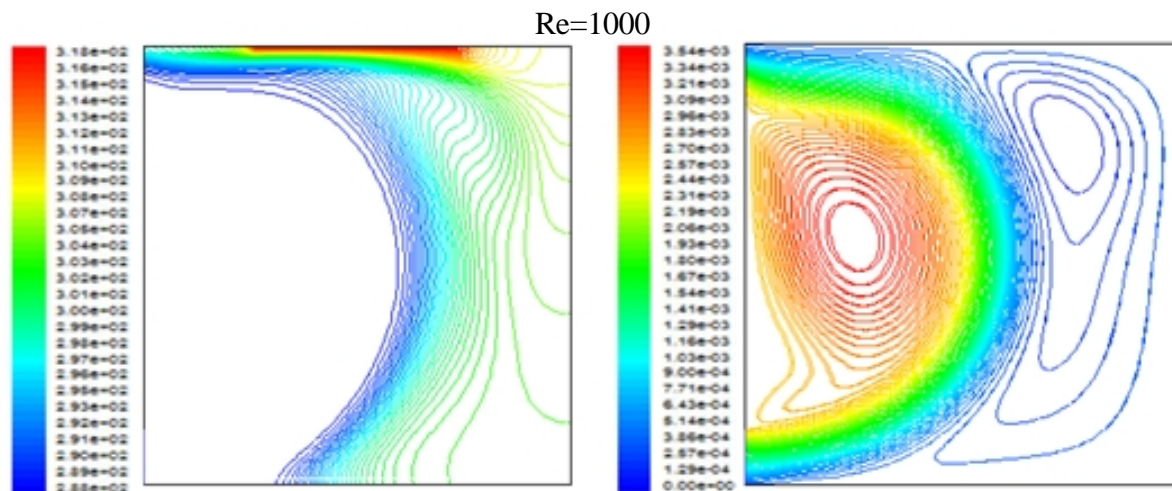


Figure IV. 3 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi horizontale supérieure de la cavité

Les figures (IV.3, IV.4, IV.5 et IV.6) montrent la distribution des lignes de courant ainsi que la distribution des isothermes dans une cavité carrée munie d'ouvertures positionnée sur la paroi gauche (entrée et sortie du jet d'air) et cela pour différentes valeurs du nombre de Reynolds à savoir $Re = 100$, $Re = 500$ et $Re = 1000$ respectivement.

Pour des faibles valeurs du nombre de Reynolds ($Re=50$), on remarque, à travers ces figures que l'écoulement est uniforme et aussi une formation d'une zone de recirculation au voisinage de la paroi verticale gauche, qui se trouve entre la section d'entrée et de sortie du jet d'air. Au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente ($Re = 500$), on constate, d'une part, une augmentation de la taille de la zone de recirculation déjà formée pour les faibles Re , et d'autre part, une formation d'une seconde zones de recirculation au voisinage la paroi verticale droite. En augmentant d'avantage l'intensité du jet d'air à travers l'augmentation du nombre de Reynolds ($Re = 1000$), on remarque que les zones de recirculation deviennent plus importantes en termes de taille et d'intensité (à travers les valeurs des fonctions de courant). La deuxième zone de recirculation, déjà évoquée, est dans le sens opposé de la première. On remarque aussi que cette zone de recirculation se rapproche d'avantage de la paroi horizontale inférieure qui est proche de l'entrée de la cavité, cela entraîne une augmentation visible dans l'intensité du courant d'air qui aura un impact significatif sur les coefficients de transfert.

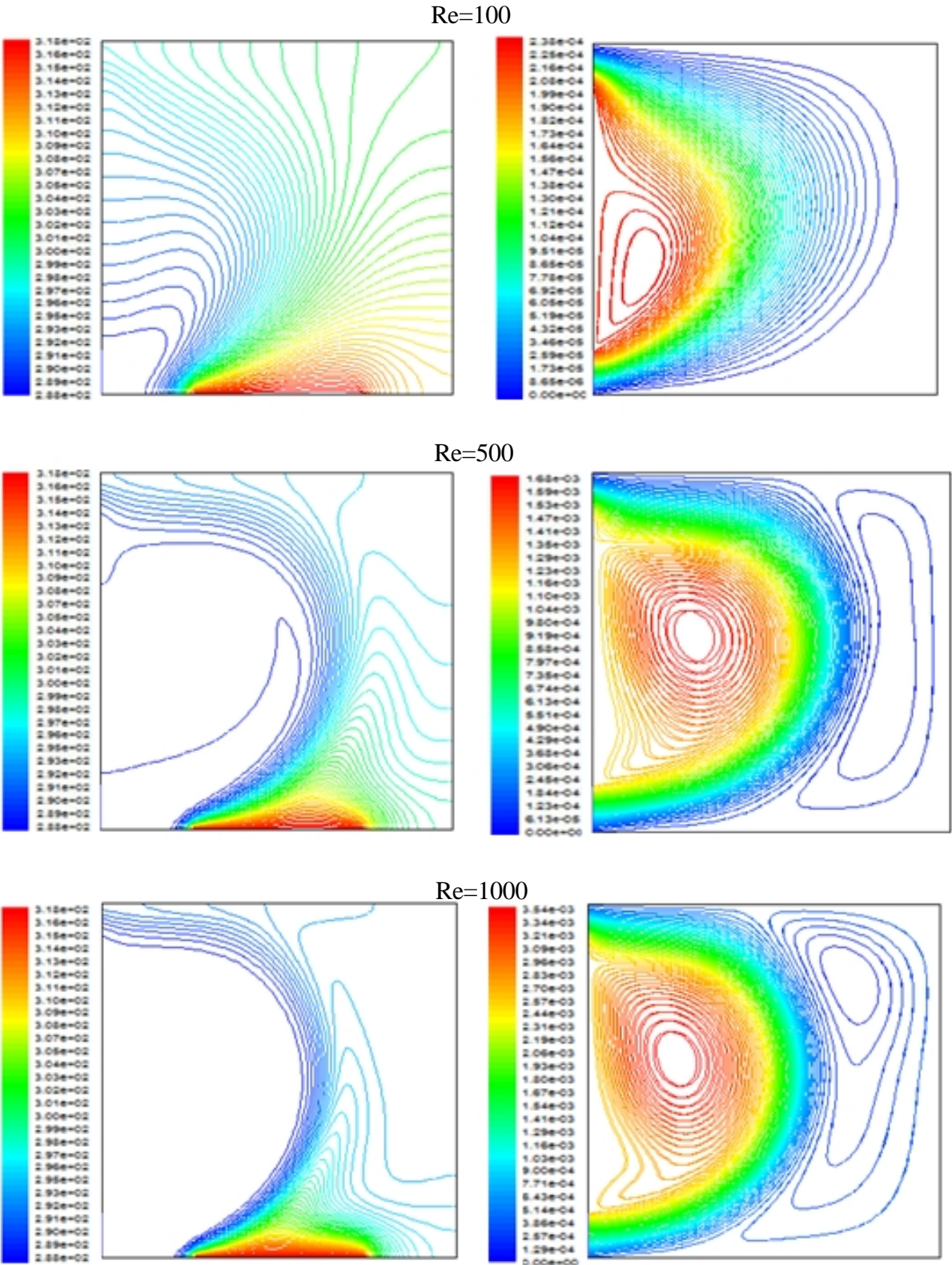


Figure IV. 4 : Distributions de lignes de courant et d’isothermes pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi horizontale inférieure de la cavité

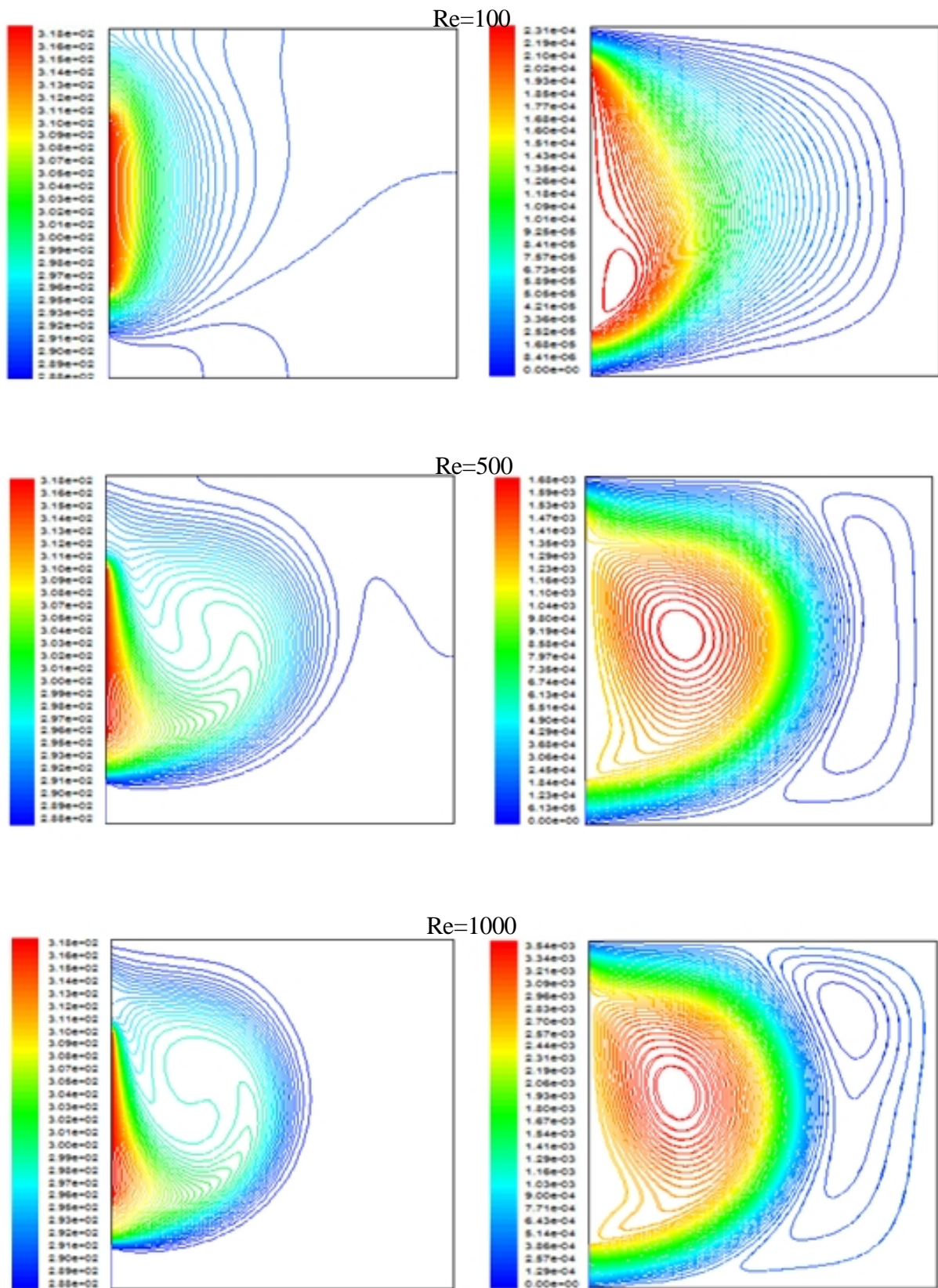


Figure IV.5 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi verticale gauche de la cavité

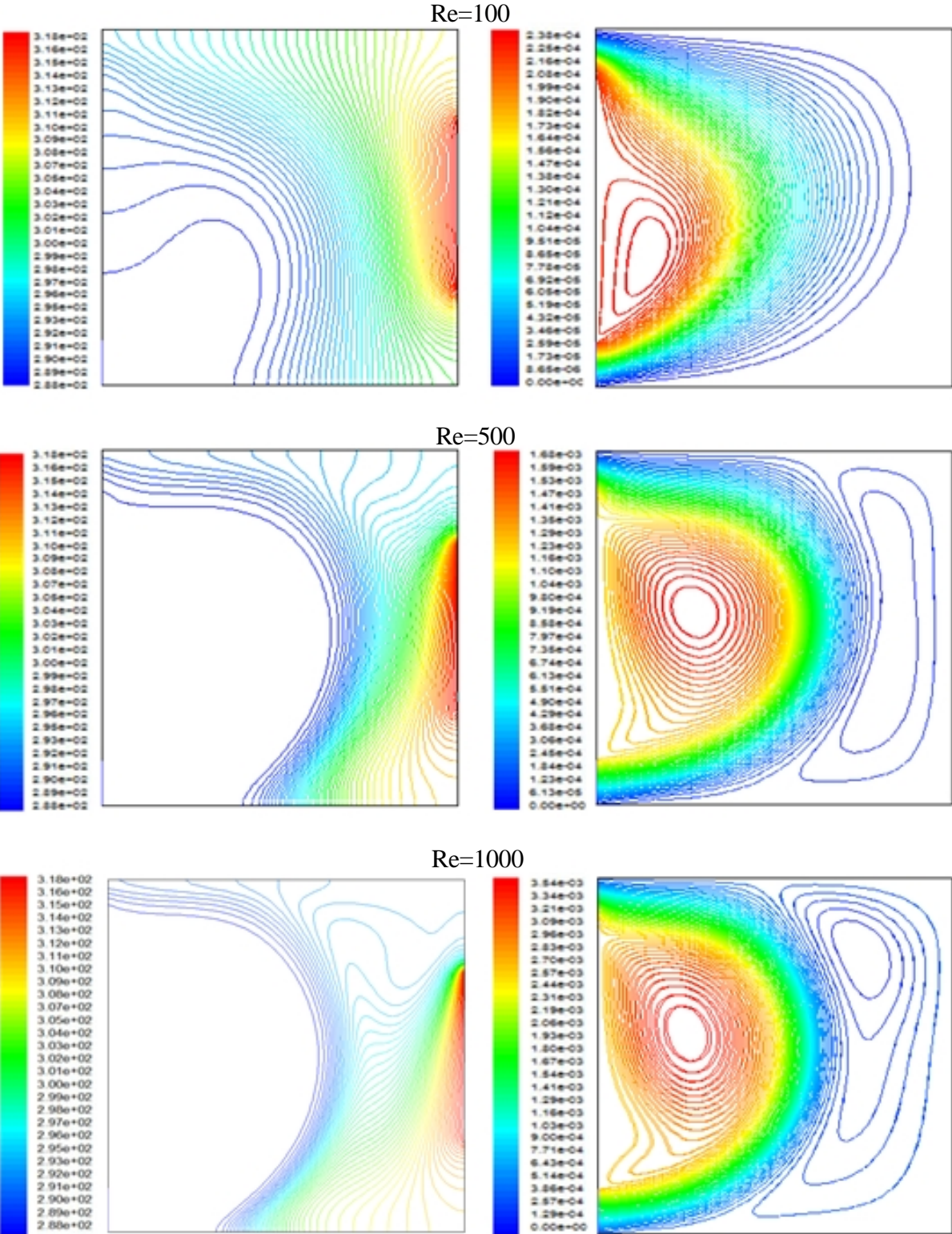


Figure IV.6 : Distributions de lignes de courant et d’isothermes pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi verticale droite de la cavité

Pour les distributions de températures qui sont primordiales dans l'analyse du transfert de chaleur, elles sont représentées par les isothermes sur les figures (IV.3, IV.4, IV.5 et IV.6). On remarque clairement la présence d'un fort gradient de température au voisinage de la source de chaleur qui décroît progressivement au fur et à mesure que l'on s'éloignant de la source pour se dissiper en avançant vers la profondeur de la cavité avec une distribution parabolique. Ceci décrit un échange thermique très fort qui se fait par conduction au voisinage direct de la pièce et un autre échange au sein de l'écoulement qui se fait par convection. On remarque aussi que les profils d'isothermes sont fortement impacté pour la structure de l'écoulement et surtout par les zones de recirculations qui, au regard de ces profils, seront d'un apport considérable sur les échanges thermiques.

IV.4.1.b. Effet de l'emplacement de la source de chaleur sur le nombre de Nusselt Local :

La variation du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude (source de chaleur) est illustrée sur la figure IV.7 pour différentes positions de la source de chaleur sur les parois de la cavité. On constate à travers la figure IV.7 que le taux du transfert thermique représenté par la valeur du nombre de Nusselt local pour le cas où la source de chaleur est placée en niveau de la paroi horizontale supérieure (fig. IV.7.a) augmente avec l'augmentation des valeurs du nombre de Reynolds, pour atteindre son maximum pour $Re = 1000$. Dans le cas où la source chaude est placée au niveau de la paroi inférieure, on constate, à travers la figure IV.7.b, que le transfert de chaleur est plu intense à l'extrémité de la fin de la paroi chaude, au début de la paroi ($x=0.1$), le refroidissement est plus intense pour des valeurs de Reynolds $Re=1000$, et les profils présentent un minima au centre de la partie chaude. Pour les deux restants où la partie chaude est placée au niveau de la paroi verticale droite et gauche, on constate à travers les figures IV.7.c et IV.7.d que le nombre de Nusselt local augmente avec l'augmentation de Re et que la valeur maximale est atteinte au niveau de l'extrémité supérieure de la paroi, qui coïncide avec le point d'impact du fluide avec les parois. Ces constatations concordent parfaitement avec les structures d'écoulement et les distributions d'isothermes qui sont présentées précédemment.

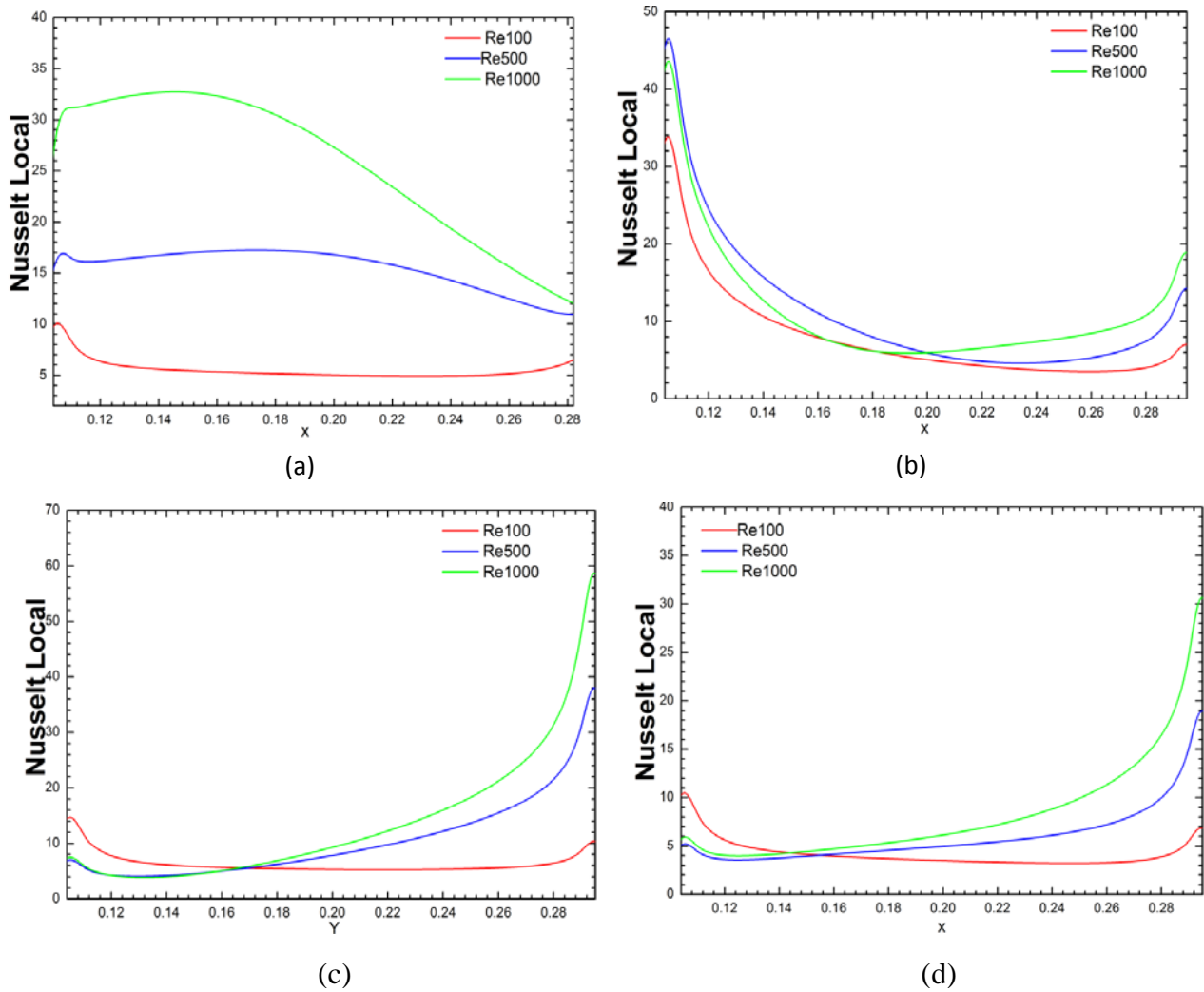


Figure. IV.7: Variation du nombre de Nusselt local le long de la source de chaleur pour différents Re et dans le cas la source est placée au niveau de: (a) la paroi supérieure, (b) la paroi inférieure, (c) la paroi verticale gauche, (d) la paroi verticale droite.

IV.4.1.c. Effet du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt Moyen :

La Figure IV.8 représente la variation du Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents positionnement de la pièce sur les quatre parois. Cette représentation nous renseigne sur la quantité de chaleur extraite à la partie chauffée afin de la refroidir, et ce en comparant sur le même graphe les profils pour les différents emplacements. Pour des valeurs relativement faibles du nombre de Reynolds, on constate que le positionnement sur la paroi gauche nous donne un meilleur refroidissement dont l'amélioration est de l'ordre de +50.22% par rapport aux autres parois. En augmentant la valeurs de Reynolds jusqu'à $Re = 500$, le transfert de chaleur devient plus important pour l'emplacement sur la paroi supérieure allons jusqu'à 63.93% d'augmentation qui se

manifeste d'avantage avec l'augmentation du nombre de Reynolds ($Re=1000$). Le refroidissement devient, par conséquent, maximum pour cette paroi et où l'on atteint une augmentation de l'ordre de +63%.

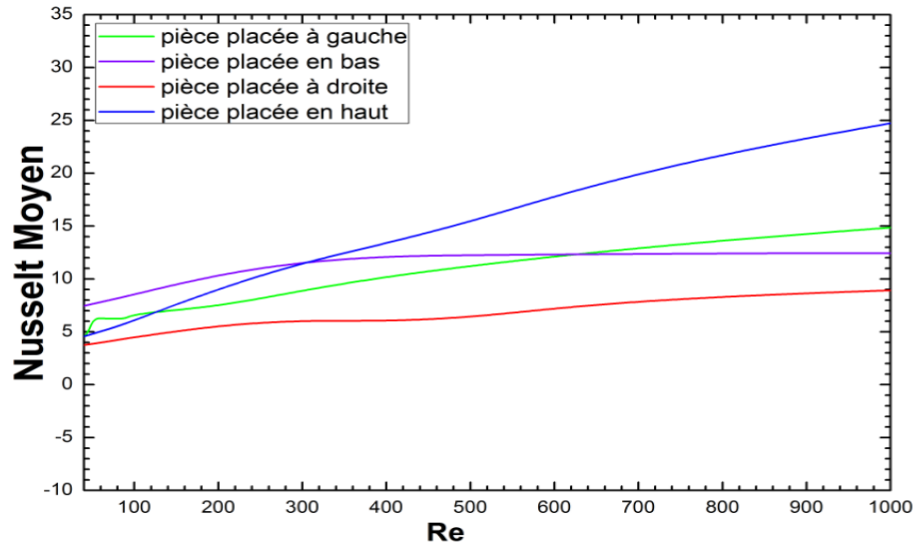


Figure IV.8 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds

Nous récapitulons dans le tableau IV.2 les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour les différents emplacements de la source de chaleur et pour trois valeurs du nombre de Reynolds. L'objectif de cette représentation est de pouvoir quantifier les éventuelles améliorations qui peuvent en découler de cette démarche. Pour chaque emplacement de la source de chaleur sur les quatre parois de la cavité, le transfert de chaleur ne s'effectue pas de la même intensité d'après les valeurs obtenues du nombre de Nusselt moyen, on voit clairement que l'emplacement de la source a un impact sur le taux de refroidissement de cette dernière. D'après les valeurs contenues dans le tableau IV.2, on remarque formellement que pour de faibles valeurs de Reynolds (Re), le meilleur transfert de chaleur est obtenu sur la paroi verticale gauche, et en augmentant la valeur du nombre de Reynolds allons jusqu'à 1000, on remarque dans ce cas que c'est le placement sur la paroi supérieure qui nous offre un meilleur refroidissement.

Valeurs du Nombre de Nusselt Moyen				
Position de la pièce Re	Sur la paroi haute	Sur la paroi basse	Sur la paroi droite	Sur la paroi gauche
100	6.08	8.54	4.48	6.73
500	15.40	12.24	6.36	11.23
1000	24.72	12.42	8.92	14.85

Tableau IV.2 : Valeurs du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'emplacement de la source de chaleur pour différentes valeurs du nombre de

Afin de mieux quantifier le taux d'augmentation du refroidissement d'un emplacement à un autre en fonction de la vitesse de ventilation du débit d'air et mettre en évidence l'effet de cet emplacement, on a effectué des calculs du pourcentage d'amplification de refroidissement, les valeurs sont mentionnées dans le tableau IV.3. D'après ces calculs effectués afin de déterminer l'emplacement qui nous donne un meilleur refroidissement de la source de chaleur, on remarque que pour de faibles valeurs du nombre de Reynolds allant jusqu'à $Re=100$, on atteint un taux de refroidissement 50.22 % qui est considéré comme le maximum du transfert de chaleur qui peut être transféré et qui est obtenu grâce à l'emplacement de la source sur la paroi gauche. En augmentant le nombre de Reynolds au voisinage de $Re=1000$, on remarque que le meilleur refroidissement est obtenu avec un positionnement de la source sur la paroi supérieure qui est de l'ordre de +63.91%. Cela signifie que pour les mêmes vitesses imposées à l'entrée de la cavité, et donc pour un même apport d'énergie, on peut obtenir de meilleurs taux de transfert de chaleur juste en changeant le positionnement de la source de chaleur sur les parois de la cavité, et d'après cette analyse, on peut clairement conclure que la paroi gauche est recommandée pour des faibles valeurs du nombre de Reynolds, et la paroi haute pour des valeurs élevées de Reynolds ($Re=1000$).

L'amélioration du nombre de Nusselt moyen est évaluée comme suit :

$$\% = \frac{Nu - Nu_{ref}}{Nu_{ref}} * 100$$

Avec :

Nu_{ref} correspond au cas le plus défavorable.

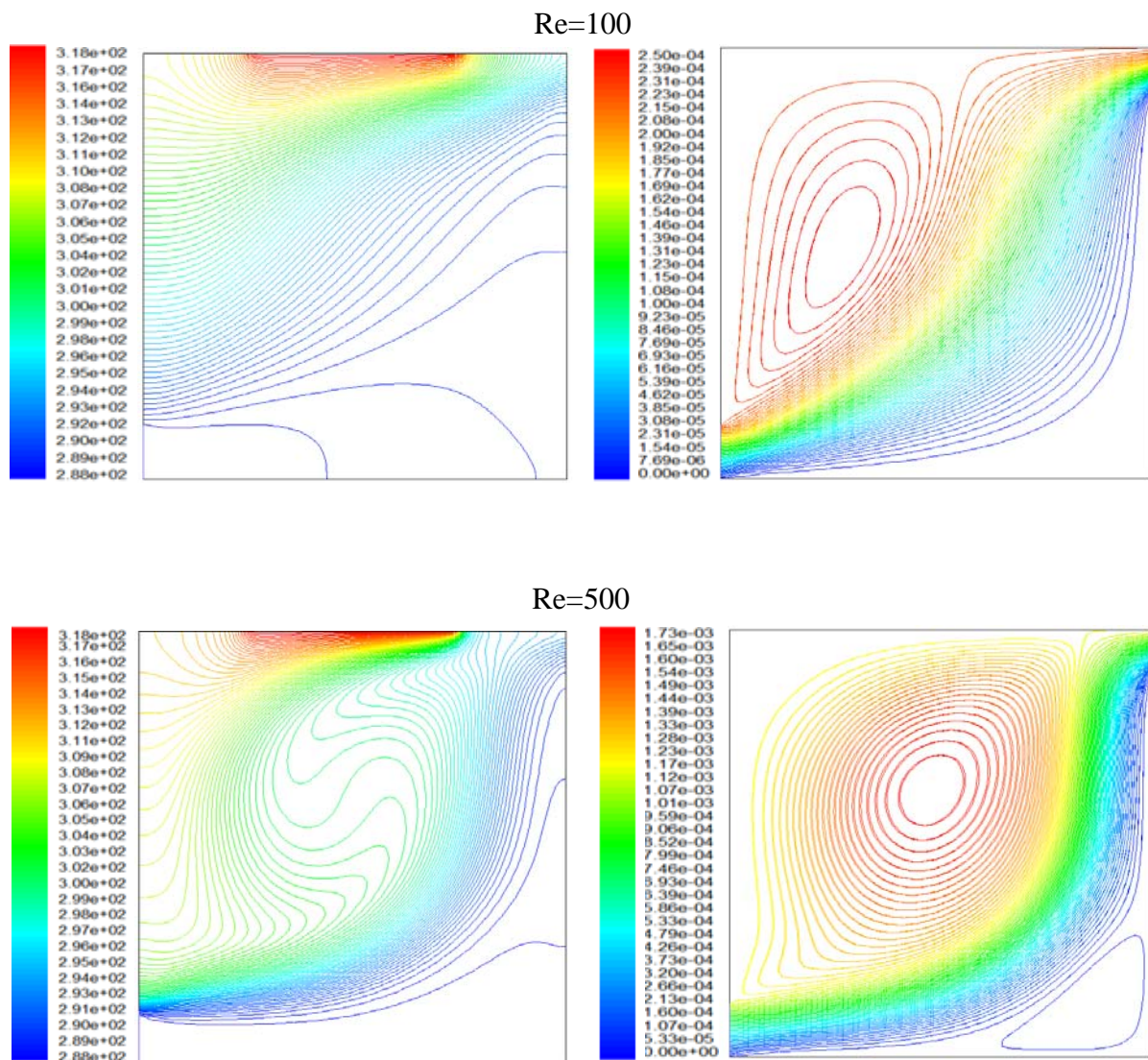
position de la pièce Re	Sur la paroi haute	Sur la paroi basse	Sur la paroi gauche
100	+26.31%	+47.54%	+50.22%
500	+58.70%	+48.03%	+43.36%
1000	+63.91%	+28.18%	+39.93%

Tableau IV.3 : Pourcentage d'augmentation du transfert de chaleur pour différents emplacement de la source de chaleur pour différentes valeurs du nombre de Reynolds.

IV.4.2. Cas de la 2^{ème} Configuration (2^{ème} partie) :

Dans cette 2^{ème} configuration, on considère le cas où la section de sortie du fluide en écoulement est placée au niveau de la partie supérieure de la paroi verticale droite. Les paramètres géométriques sont donnés comme suit : La longueur de la cavité ($H=0.4$ m), La longueur de la source de chaleur ($d= 0.2$ m) et La hauteur de l'ouverture ($w=0.05$ m). Les autres parois restantes de la cavité sont maintenues adiabatiques.

IV.4.2.a. Effet du nombre de Reynolds sur les lignes de courant et les isothermes :



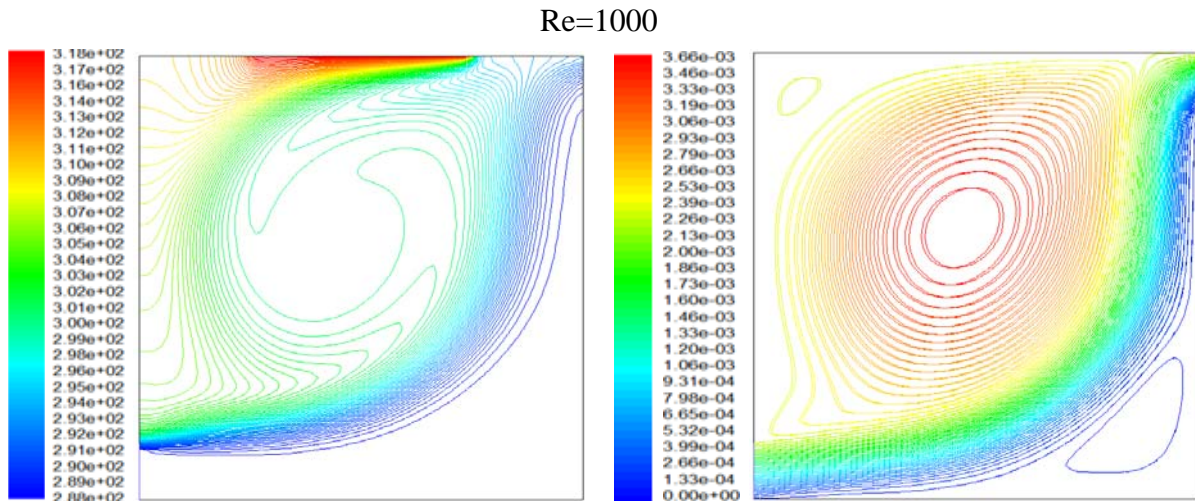


Figure IV.9 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes et pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi supérieure de la cavité

Comme pour le précédent cas de figure, nous allons présenter les principaux résultats de l'étude pour différentes valeurs du nombre de Reynolds et pour différents positionnements de la source de chaleur sur les parois de la cavité. Les résultats sont illustrés en termes de lignes de courant, de distributions de température (isothermes), des profils des vitesses longitudinale et transversale, des profils des nombres de Nusselt local et moyen.

Les figures (IV.9, IV.10, IV11, IV12) représentent les distributions de lignes de courant (colonne droite) et d'isothermes (colonne gauche). On remarque, à travers ces figures, que pour des faibles valeurs du nombre de Reynolds, on a une formation d'une petite zone de recirculation dans l'enceinte de la cavité juste à l'entrée induite par l'écoulement principal du fluide. En augmentant le nombre de Reynolds ($Re=500$), on remarque que la zone de recirculation déjà formée (dans la partie supérieure de la cavité) augmente en volume et en intensité de sorte qu'elle occupe la majeure partie de l'espace de la cavité. On remarque aussi une formation d'une deuxième zone de recirculation au voisinage du coin inférieure droit tournant dans le sens horaire. L'augmentation du nombre de Reynolds ($Re=1000$) conduit à une augmentation, d'une part, de l'intensité de ces zones de recirculations comme le montre les valeurs des fonctions de courant, et d'autres part, à une formation d'une troisième zone de recirculation dans la partie supérieure de la cavité.

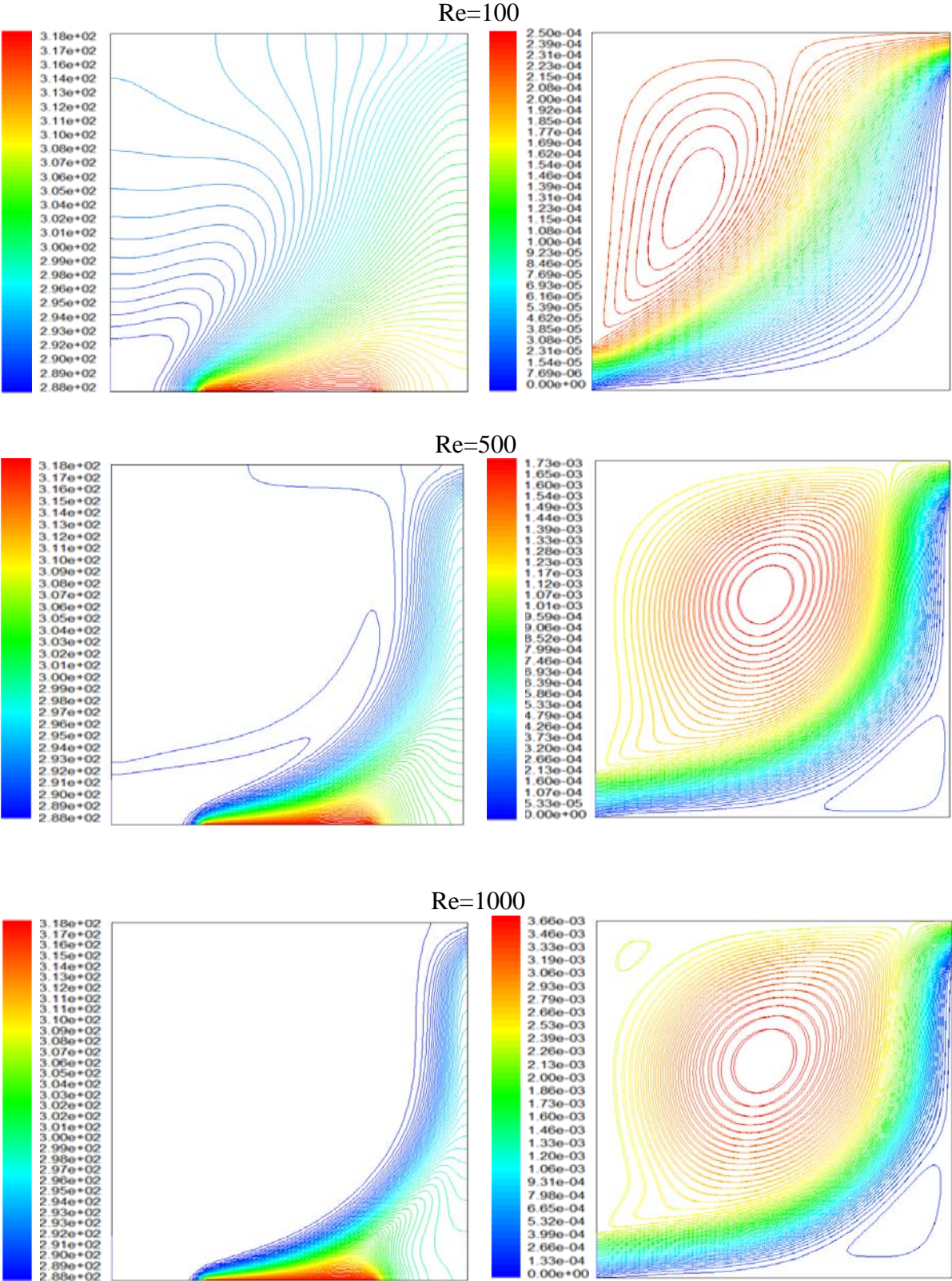


Figure IV.10 : Distributions de lignes de courant et d'isothermes pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi inférieure de la cavité

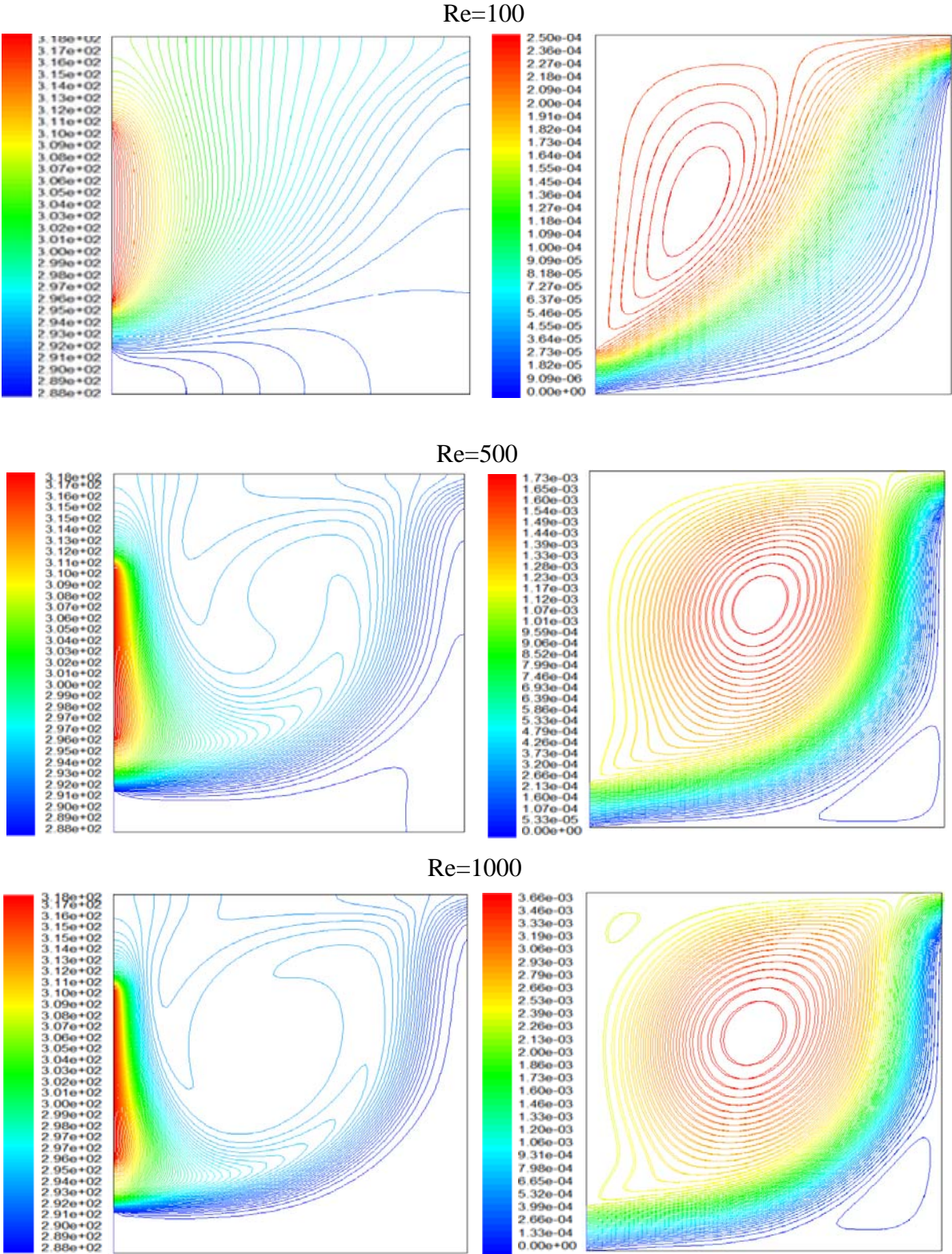


Figure IV.11 : Distributions de lignes de courant et d’isothermes pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi verticale gauche de la cavité

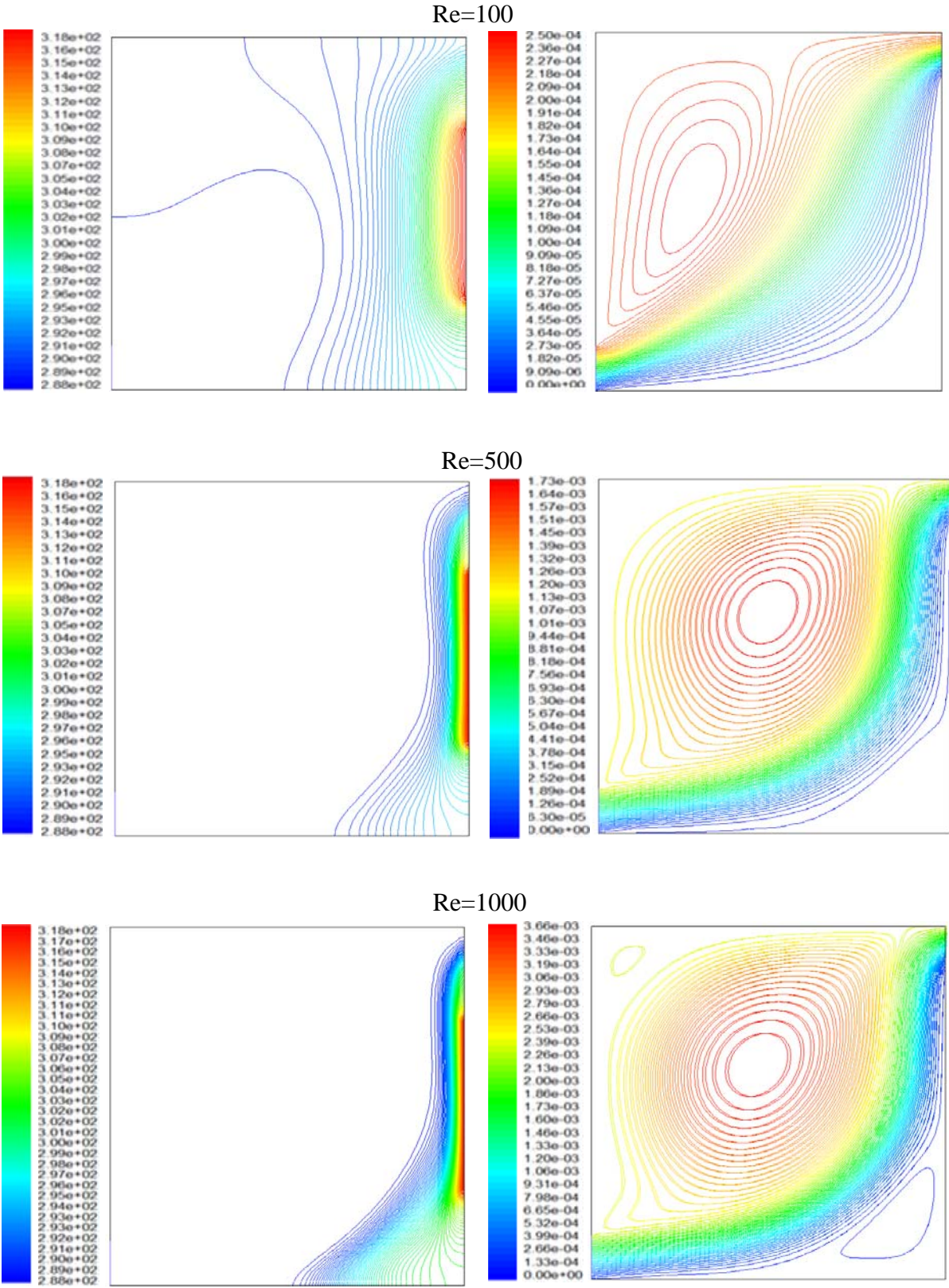


Figure IV.12 : Distributions de lignes de courant et d’isothermes pour le cas où la partie chaude est placée au niveau de la paroi verticale droite de la cavité

Le comportement dynamique pour les quatre emplacements de la source de chaleur demeure le même étant donné que le champ dynamique est découplé du champ thermique et par conséquent il n'y a pas d'interaction (convection forcée). Concernant les distributions de températures (isothermes), on constate un changement drastique de ces dernières en fonction du positionnement de la source de chaleur. En d'autres termes, l'influence de la structure de l'écoulement sur les distributions de température dépend fortement de l'emplacement de cette dernière, ce qui aura comme effet l'augmentation des transferts d'une disposition par rapport à une autre.

IV.5. Effet du nombre de Reynolds sur le profil des vitesses longitudinale et transversale:

Les figures IV.13 et IV.14, Représentent la variation des profils de vitesses longitudinales et transversales pour les deux configurations et pour différentes positions (abscisses et ordonnées) de la cavité à savoir : $x=0.1$, $x=0.2$ et $x=0.3$, et $y=0.1$, $y=0.2$ et $y=0.3$, respectivement. Le choix de ces différentes positions pour la représentation des profils des deux vitesses est effectué afin de faire un balayage complet des différentes zones de recirculations en présence dans l'écoulement. On remarque, à travers ces figures, que l'intensité de l'écoulement augmente considérablement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Les valeurs négatives des vitesses nous renseignent sur l'existence de zone de recirculation. Ces profils seront d'un apport appréciable lors de l'interprétation des profils du nombre de Nusselt local, dans la mesure où ils nous permettent de localiser les zones où les effets convectifs sont très importants et ce à travers les valeurs des vitesses longitudinale et transversale.

Ainsi, Le profil des vitesses longitudinales pour différentes valeurs du nombre de Reynolds est représenté sur la figure IV.13 dans le cas où la section de sortie est placée sur la paroi verticale à droite de la cavité. On remarque que pour les trois positions qui sont données, le maximum est atteint juste à l'entrée du jet d'air et on remarque aussi que ces maximum sont proportionnels au nombre de Reynolds, ces valeurs indiquent les endroits où les particules fluides suivent les lignes de courant. A partir de ces maximum, une diminution brusque de la vitesse longitudinale est notée jusqu'à atteindre des valeurs minimales pour environ $x=0.3$ et pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. On remarque aussi que les trois profils de vitesse se coïncident à la position $x=0.23$ m environ.

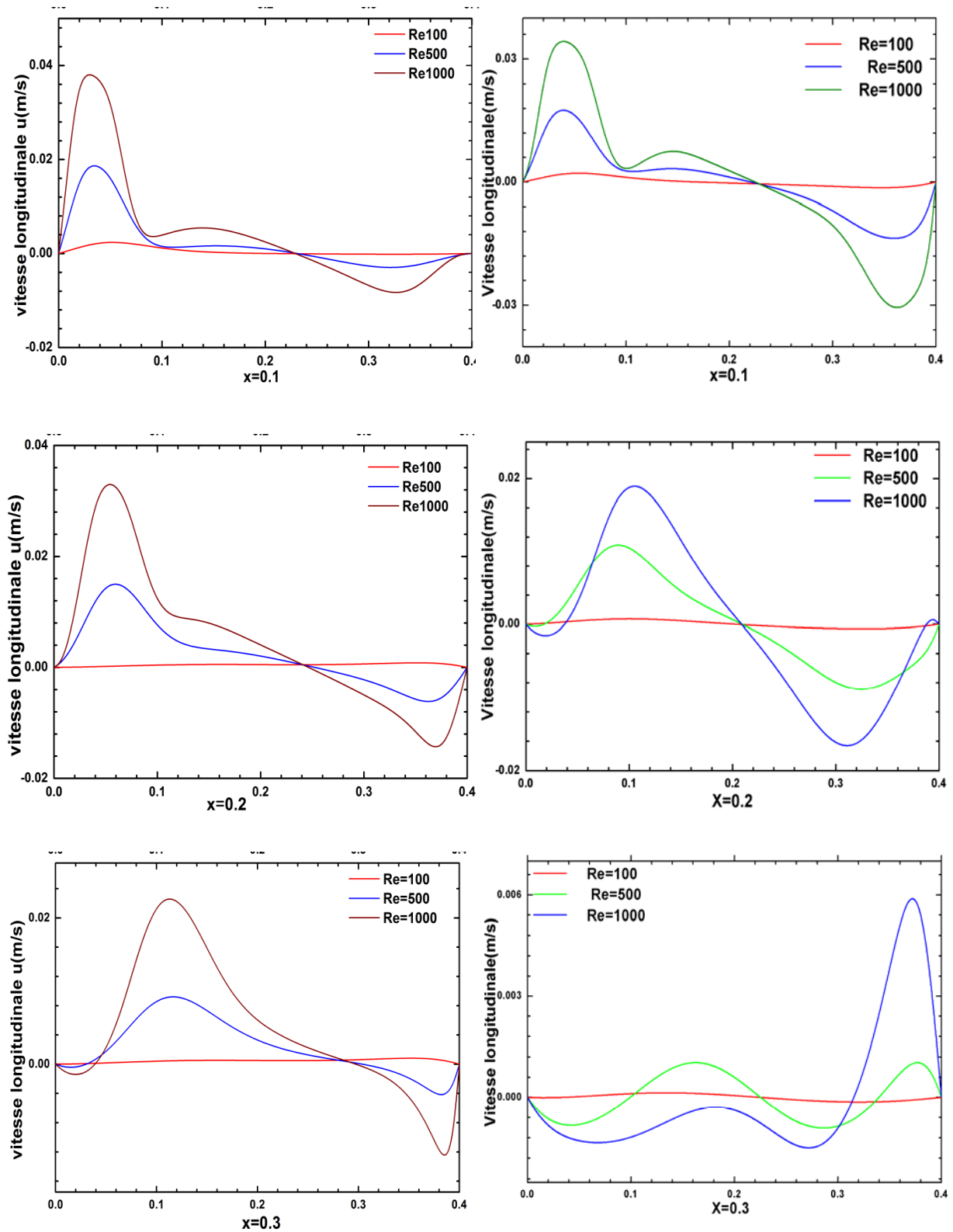


Figure IV.13 : Profils des vitesses longitudinales pour différentes positions et différentes valeurs du nombre de Reynolds

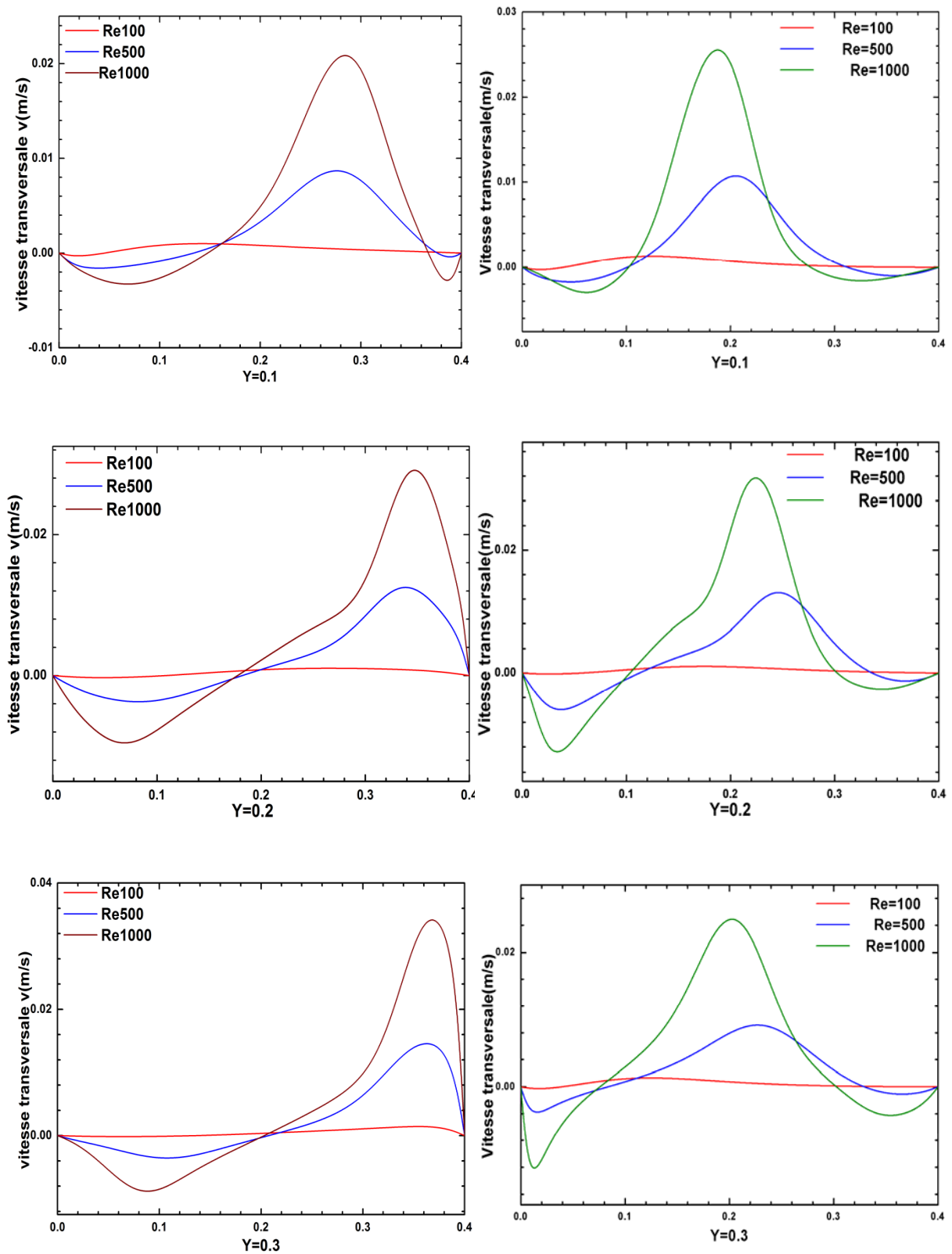


Figure IV.14: Profils des vitesses transversales pour différentes positions et différentes valeurs du nombre de Reynolds

Pour les profils de la vitesse transversale, représenté sur la figure (IV.14), on remarque pour les trois cas, une diminution des profils de vitesse juste à l'entrée d'une manière uniforme avec le nombre de Reynolds jusqu'à la position $x=0.1$ où ils atteignent le minimum. A partir de ce minimum, une augmentation de la vitesse transversale est notée jusqu'à atteindre des valeurs maximales entre l'intervalle $0.3 < x < 0.39$.

La vitesse négative indique le sens de rotation des zones de recirculations.

IV.5. 2.a. Effet de l'emplacement de la pièce à refroidir sur le nombre de Nusselt local :

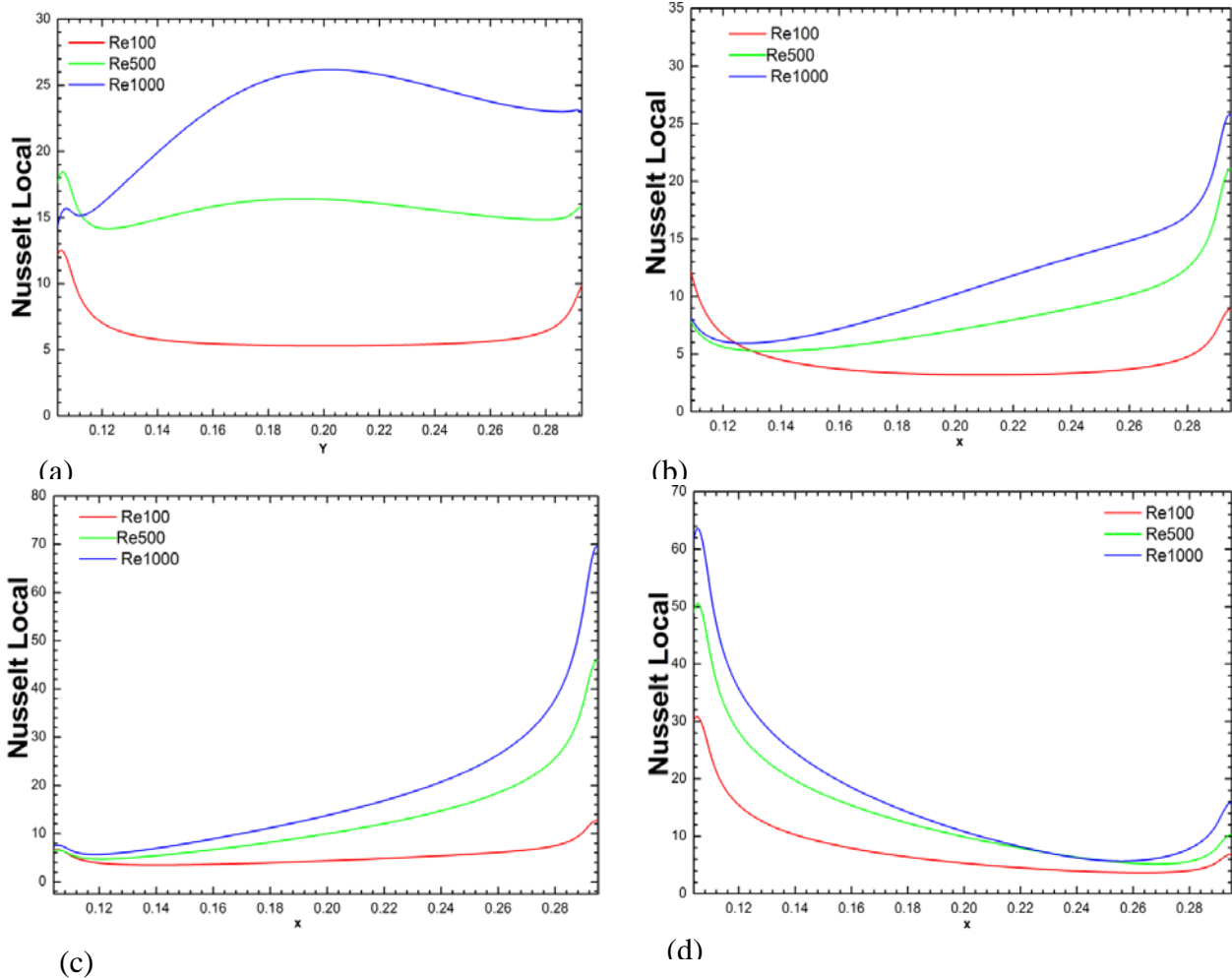


Figure. IV.15 : Variation du nombre de Nusselt local pour différentes valeurs du nombre de Reynolds dans le cas où pièce est placée sur la paroi: (a) droite, (b) gauche, (c) supérieure et (d) inférieure.

La variation du nombre de Nusselt local le long de la longueur de la source de chaleur est illustrée sur la figure (IV-15) pour différents nombres de Reynolds. Dans le cas où la source de chaleur est placée sur la paroi verticale (fig. IV.15.a), on constate que la valeur du nombre de Nusselt local augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour atteindre sa valeur max pour le cas de Reynolds égal à 1000 à la position $x=0.2$. On constate aussi que

pour la valeur du nombre de Reynolds comprise entre 100 et 500 une diminution de la valeur du nombre de Nusselt juste à l'entrée du fluide avant d'augmenter à nouveau le long de la pièce à refroidir.

La variation du nombre du Nusselt local dans le cas où la pièce est placée sur la paroi verticale gauche de la cavité est représentée par la figure IV.15.b, on remarque que les valeurs du nombre de Nusselt local augmentent le long de la source de chaleur avec l'augmentation du nombre de Reynolds jusqu'à la position $x=0.3$ où elles atteignent le maximum.

La figure IV.15.c illustre l'influence du nombre de Reynolds sur les profils du nombre de Nusselt local dans le cas où la source de chaleur est placée en haut. On constate que la valeur du nombre du Nusselt augmente d'une manière monotone le long de la partie chaude de la paroi, pour atteindre une valeur maximale pour la position $x=0.3$. On constate que les nombres de Nusselt locaux varient de la même façon en fonction du nombre de Reynolds et cela peut être expliqué par l'allure des isothermes qui montrent des gradients très importants au fur et à mesure que l'on s'approche de la partie à refroidir.

Pour le cas où la source de chaleur est placée sur la paroi inférieure de la cavité, la variation du profil du nombre de Nusselt local est représentée par la figure IV.15.d. On remarque que les valeurs du nombre de Nusselt local atteignent le maximum à la position $x=0.1$ de la pièce près de l'entrée du fluide, pour ensuite diminuer graduellement au fur et à mesure que l'on avance dans la source jusqu'à atteindre une valeur minimale pour ensuite augmenter à nouveau vers l'extrémité de la partie chaude de la paroi. Cette allure peut s'expliquer en regardant l'allure des lignes de courant et d'isothermes (fig.IV.10) où l'on constate d'une part l'arrivée du jet d'air froid sur la partie chaude et d'autre part une formation d'une zone de recirculation à l'extrémité gauche de la paroi inférieure, ce qui explique l'apparition d'un minima sur le profil du nombre de Nusselt.

IV.5.2.b. Effet de l'emplacement de la pièce à refroidir sur le nombre de Nusselt moyen :

La variation du profil du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents positionnements de la source de chaleur sur les parois de la cavité est représentée sur la figure IV.16. On remarque, à travers ces profils, que le nombre de Nusselt moyen augmente d'une façon monotone avec l'augmentation du nombre de Reynolds et cela

Est dû à l'augmentation des effets convectifs et par conséquent à l'intensification des échanges thermiques entre la source de chaleur et le fluide en écoulement. En comparant les profils découlant des différents emplacements, on remarque que le positionnement de la source de chaleur que la paroi verticale droite de la cavité donne un meilleur taux de transfert de chaleur plus particulièrement pour les valeurs élevées du nombre de Reynolds.

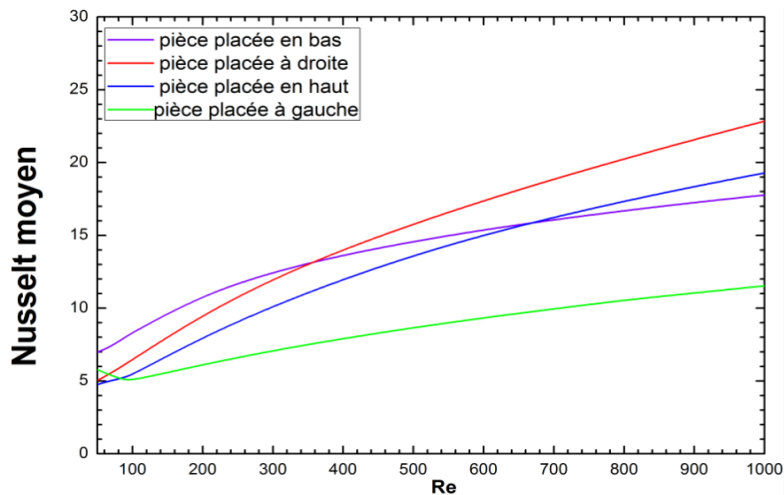


Figure IV.16 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents positionnements de la source de chaleur

Les valeurs du nombre de Nusselt locaux pour les quatre cas d'emplacement de la pièce sont représentées par le tableau ci-dessous en fonction du nombre de Reynolds :

Nombre de Nusselt Moyen				
Position de la Pièce Re	Pièce placée à droite	Pièce placée à gauche	Pièce placée en bas	Pièce placée en haut
100	6.47	5.03	8.33	5.44
500	15.78	8.66	14.58	13.61
1000	22.84	11.52	17.76	19.28

Afin de déterminer le positionnement de la source de chaleur sur les parois de la cavité qui nous offre un meilleur transfert de chaleur dans ce cas de configuration (section de sortie au niveau de la paroi droite), on a évalué le pourcentage de déviation des valeurs du nombre de Nusselt moyen des autres emplacements en prenant comme référence l'emplacement sur la paroi verticale gauche. Les calculs de ces pourcentages ont montré que pour de faibles valeurs du nombre de Reynolds, le transfert de chaleur maximum, qui est de l'ordre de 39.61%, est obtenu par l'emplacement de la source de chaleur sur la paroi inférieure. En augmentant la valeur du nombre de Reynolds, on remarque que le taux de transfert thermique le plus important est obtenu pour l'emplacement de la source sur la paroi verticale droite et qui est de l'ordre de 45.12% et 49.56% pour des valeurs de Reynolds égales à Re=500 et Re= 1000, respectivement.

L'amélioration du nombre de Nusselt moyen est évaluée comme suit :

$$\% = \frac{Nu - Nu_{ref}}{Nu_{ref}} * 100$$

Avec :

Nu_{ref} correspond au cas le plus défavorable.

position de la pièce \ Re	Placée à droite	Placée en bas	Placée en haut
100	+22.25%	+39.61%	+7.53%
500	+45.12%	+40.60%	+36.37%
1000	+49.56%	+35.13%	+40.24%

Tableau IV.5. Pourcentage d'augmentation du transfert de chaleur en fonction de l'emplacement de la pièce et du taux de ventilation

IV.6. Comparaison des valeurs du nombre de Nusselt moyen pour les emplacements donnant le meilleur refroidissement pour chaque configuration :

Nous avons déterminé jusqu'à présent les emplacements qui nous donnent un meilleur refroidissement de la source de chaleur et ce pour les deux cas de configuration. On cherche à présent de mettre en évidence l'emplacement de la source de chaleur le plus approprié. Pour cela, on présentera sur la figure IV.17 la comparaison des profils du nombre de Nusselt moyen pour les emplacements les plus appropriés. On remarque, à travers ces profils, que les deux graphes sont confondus pour des valeurs du nombre de Reynolds faible. En augmentant le nombre de Reynolds, on remarque que le profil de la 2^{ème} configuration, caractérisée par une ouverture à droite de la cavité, devient plus important que l'autre cas. Cette déviation s'accroît au fur et à mesure que l'on augmente le nombre de Reynolds.

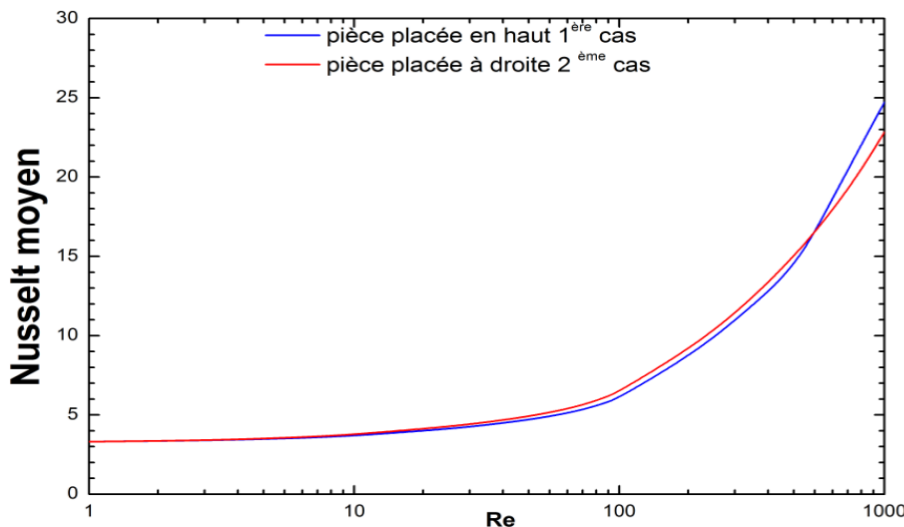


Figure IV. 17 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour les parois les mieux refroidies pour les deux cas de configuration étudiés

CONCLUSION GENERALE

Ce travail s'est focalisé essentiellement sur la détermination des caractéristiques dynamiques et thermiques des échanges thermiques par convection forcée dans une cavité carrée munie d'ouvertures pour différents cas d'emplacement de la pièce à refroidir et différentes positions d'ouvertures afin d'évaluer l'influence des paramètres géométriques et dynamique sur les échanges convectifs en procédant à une optimisation efficiente de ces paramètres.

La formulation mathématique du problème physique a été effectuée moyennant les équations aux dérivées partielles de masse, de la quantité de mouvement et d'énergie. La résolution de ces équations gouvernantes a été élaborée moyennant le logiciel Fluent avec lequel une sensibilité du maillage et une comparaison des résultats ont été soigneusement élaborées.

L'effet des paramètres de contrôle tels que le nombre de Reynolds, l'emplacement de la source de chaleur sur les parois de la cavité et le positionnement de la section de sortie du fluide en écoulement sur les échanges convectifs a été analysé. Les différents résultats sont présentés en termes de lignes du courant, d'isothermes, des profils des nombres de Nusselt locaux et moyens ainsi que des profils des vitesses longitudinales et transversales. Les résultats les plus parlants ont permis d'aboutir aux conclusions suivantes :

- L'augmentation de nombre de Reynolds conduit à un changement de la structure de l'écoulement qui est traduit par la présence des zones de recirculation dans les figures qui représentent les lignes de courant.
- L'augmentation du nombre de Reynolds entraîne l'augmentation des nombres de Nusselt locaux au niveau de la pièce à refroidir ce qui conduit à une amélioration du taux de transfert de chaleur.
- La meilleure disposition de la source de chaleur, permettant d'avoir un refroidissement optimal, est sur la paroi supérieure, dans le cas de la première configuration, et sur la paroi verticale droite, dans le cas de la deuxième configuration.

- Le changement de l'emplacement de la source de chaleur le long de la cavité conduit à l'augmentation du taux de refroidissement ainsi que le changement de l'emplacement de l'ouverture de sortie du jet d'air et cela en gardant le même paramètre dynamique de l'écoulement.
- Le Nusselt moyen augmente sensiblement avec l'augmentation du nombre de Reynolds, avec un positionnement adéquat de la source de chaleur et de la section de sortie du fluide sur les parois de la cavité.

La présente œuvre des perspectives d'approfondissement en s'intéressant d'avantage aux échanges convectifs dans les cavités munies d'ouvertures et ce en essayant :

- D'étendre cette étude à d'autres formes et configurations géométriques plus complexes.
- D'élargir le domaine de simulation à trois dimensions.
- D'effectuer une étude du problème dans le cas de l'écoulement instationnaire et le régime turbulent.
- D'introduire le mode de transfert de chaleur par rayonnement, ainsi que le champ magnétique.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

[1] **Dominique Marchio, Paul Reboux** ; Introduction aux transferts thermiques, école des mines de Paris, 2008.

[2] Cours transfert de chaleur par conduction, université de technologie Compiègne.

[3] www.fsr.ac.ma/cours/physique/bargach/Chap4.pdf, transfert de chaleur par convection.

[4] **T.Icoz ET Y.Jaluria.** (2005) “Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel” Numerical heat transfer, part A, vol 48 pp 831-847.

[5] **A. Hamouche.** (2007) “Refroidissement à air des composants électroniques par convection Mixte “Mémoire de Magistère, Université Mentouri de Constantine.

[6] **A. Bazylak, N.Djilali, D.Sinton.** (2006) “Natural convection in an enclosure with distributed heat sources “Numerical Heat Transfer, Part A vol, 49 pp 655-667.

[7] **SOUIADI LYES** ; Mémoire de Magister en génie des procédés : La convection mixte dans un canal horizontal muni de blocs chauffés. 2012- 2013.

[8] **Driss mouhtadi**; thèse de doctorat, spécialité: mécanique des fluides énergétique, thème: étude numérique de la convection naturelle thermique engendrée par des blocs générant de la chaleur dans un canal horizontal et dans une géométrie cubique.

[9] **A.K.da Silva, S.Lorente, A. Bejan.** (2004) “Optimal distribution of discrete heat sources on a wall with natural convection “International Journal of Heat and Mass Transfer vol 47 pp 203-214.

[10] **M.C.D’Orazio, C. Cianfrini, M.Corcione.** (2004) “Rayleigh - Bénard convection in a tall rectangular enclosure “, International Journal of Thermal Sciences vol 43 pp 135 – 144.

[11] **T. Furukawa, W-J Yang.** (2003) “Thermal fluid flow in parallel boards with heat generating blocs “, International Journal of Heat and Mass Transfer vol 46 pp 5005-5015.

[12] **Timothy J. Y. K.Vafai.** (1998)” Convective cooling heated obstacle in a channel”, International Journal of Heat and Mass transfer vol 41 pp 3131-3148.

[13] **BEKKOUCHE MOHAMMED ISMAIL, TRARI MANSOUR**, Mémoire du Master en Génie Énergétique et Environnement, Thème : Etude numérique comparative entre deux

conditions thermiques symétriques (Flux, Température) appliquée, dans les échangeurs de chaleur.

[14] S.M. Saeidi, J.M. Khodadadi ; Forced convection in a square cavity with inlet and outlet ports, International Journal of Heat and Mass Transfer, Mechanical Engineering Department, Auburn University, 201 Ross Hall Auburn, AL 36849-5341, USA.